

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Tepelný cyklus průmyslové parní turbíny s přehříváním
a bez přehřívání páry**

**Heat Cycle Industrial Steam Turbine with Reheating
and without Steam Reheating**

Student:

Bc. Radek Kriho

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Radek Kriho

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma:

Tepelný cyklus průmyslové parní turbíny s přehříváním a bez přehřívání páry
Heat Cycle Industrial Steam Turbine with Reheating and without Steam Reheating

Zásady pro vypracování:

Navrhnete tepelný cyklus s přehříváním a bez přehřívání páry pro průmyslovou parní turbínu o výkonu 50 MW. Proveďte srovnání měrné spotřeby páry a tepelných účinností cyklů obou variant a stanovte vliv vybraných parametrů na elektrický výkon a tepelnou účinnost. Návrh zpracujte pro následující parametry: Elektrický výkon na svorkách generátoru $P=50$ MW, tlak admisní páry $p_{adm}=111$ bar(a), teplota admisní páry $t_{adm}=540$ °C, teplota odplynění $t_{odpl}=cca$ 150 °C, teplota napájecí vody $t_{nv}=cca$ 225 °C, teplota chladicí vody $t_{chl}=33$ °C, otáčky turbíny $n=5500$ 1/min. Teplota přehřáté páry $t_{přh}=540$ °C.

Množství admisní páry stanovte tak, aby v obou variantách bylo dosaženo zadaného elektrického výkonu. Regulace turbíny je dýzová. Další nespecifikované parametry cyklu vhodně zvolte. Regeneraci navrhnete se dvěma NT ohříváky, odplyněním s napájecí nádrží a dvěma VT ohříváky. Teplotu odplynění a napájecí vody uvažujte klouzavou v závislosti na zatížení turbíny.

Vypočtete spotřebu páry a tepelnou účinnost obou cyklů a srovnajte je. Určete vliv teploty napájecí vody, tlaku a teploty admisní páry, teploty přehřáté páry a teploty chladicí vody na elektrický výkon a tepelnou účinnost cyklu.

Proveďte konstrukční návrh svařovaného axiálního výstupního tělesa do vodou chlazeného kondenzátoru.

Seznam doporučené odborné literatury:

AMBROŽ, J.: Parní turbíny a kondenzace. Skripta ČVUT, 1984.

ŠČEGLAJEV, A.V.: Parní turbíny, 1. a 2. svazek. SNTL Praha 1983.

BEČVÁŘ, J.: Tepelné turbíny. Praha, SNTL, 1968.

KADRNOŽKA, J.: Lopatkové stroje. Akademické nakladatelství CERM, s. r. o. Brno, 2003. ISBN 80-7204-297-1.

KADRNOŽKA, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory. Nakladatelství CERM, s. r. o. Brno, 2004. ISBN 80-7204-346-3.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014




prof. Ing. Dagmar Buchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřisečné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 1.10.2014

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 1. 10. 2014

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Radek Kriho

Adresa trvalého pobytu autora práce: Okružní 1822/58, 74801, Hlučín

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KRIHO, R. *Tepelný cyklus průmyslové parní turbíny s přehříváním a bez přehřívání páry*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2014, 57 s. Vedoucí práce: Kolarčík, K.

Má diplomová práce je zaměřena na průmyslovou parní turbínu o výkonu 50 MW. V úvodu jsou sepsány informace o historii společnosti Doosan Škoda Power. V další části teoretické stránky práce je popsán princip parní turbíny a její rozdělení. Dále zapojení turbíny do RC cyklu a možnosti zvyšování jeho účinnosti. Výpočtová část se skládá z návrhu tepelného cyklu s přehříváním a bez přehřívání páry, srovnání variant z hlediska spotřeby páry a tepelné účinnosti cyklu a z náhledu vlivu vstupních parametrů na elektrický výkon a tepelnou účinnost. V závěru práce je návrh svařovaného axiálního výstupního tělesa do vodou chlazeného kondenzátoru.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KRIHO, R. *Heat Cycle Industrial Steam Turbine with Reheating and without Steam Reheating*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energetics, 2014, 57 s. Thesis head: Kolarčík, K.

My master thesis is focused on industrial steam turbine with power output 50 MW. The introduction presents history of Doosan Škoda Power company. Theoretical part of thesis is about steam turbines, their distribution and cooperating in RC cycle. The last chapter of theoretical part is focused on different ways of increasing thermal efficiency of this cycle. The partical part is consisted of heat cycles design with reheating and without steam reheating, comparision with steam consumption and cycle thermal efficiency. In the next chapter I described the changes of electric power and thermal efficiency depended on different input parameters. At the end of my thesis I designed the axial welded output body to water- cooled condenser.

Obsah

Přehled veličin	9
1. Úvod	12
2. Doosan Škoda Power	13
3. Parní turbíny	14
3.1 ROZDĚLENÍ PARNÍCH TURBÍN	14
3.1.1 Podle principu přeměny energie	14
3.1.2 Podle počtu stupňů	14
3.1.3 Podle směru proudění páry	14
3.1.4 Podle parametrů admisní páry	14
3.1.5 Podle využití výstupní páry	15
3.1.6 Podle odběrů páry	15
3.1.7 Podle počtu těles	15
3.1.8 Podle uložení turbíny	15
3.2 PŘEMĚNA ENERGIE V PARNÍ TURBÍNĚ	15
3.3 TYPY LOPATKOVÁNÍ TURBÍNY	16
3.3.1 Lopatkování rovnotlaké	17
3.3.2 Lopatkování přetlakové	18
3.3.3 Srovnání typů lopatkování	19
3.4 PARNÍ TURBÍNA V RC CYKLU	20
3.5 MOŽNOSTI ZVYŠOVÁNÍ TEPELNÉ ÚČINNOSTI CYKLU	21
3.5.1 Zvyšování tepelné účinnosti pomocí ohřevu napájecí vody	21
3.5.2 Zvyšování tepelné účinnosti přehříváním páry	22
4. Bilanční návrh	23
4.1 ZADANÉ HODNOTY	23
4.2 TEPELNÝ CYKLUS BEZ PŘEHŘÍVÁNÍ PÁRY	24
4.2.1 Parametry páry na vstupu do turbíny	24
4.2.2 Parametry páry na výstupu z turbíny	25
4.2.3 Návrh nízkotlakých ohříváků	26
4.2.3.1 Rozdělení celkového ohřátí na jednotlivé ohříváky	26
4.2.3.2 Nízkotlaký ohřívák 1	26
4.2.3.3 Nízkotlaký ohřívák 2	27
4.2.4 Odplyňovák s napájecí nádrží	28

4.2.5	<i>Návrh vysokotlakých ohříváků</i>	29
4.2.5.1	Vysokotlaký ohřívák 1	29
4.2.5.2	Vysokotlaký ohřívák 2	30
4.2.6	<i>Množství admisní páry</i>	31
4.2.6.1	Výpočet poměrných velikostí odběrů	31
4.2.6.2	Výpočet množství admisní páry	34
4.2.6.3	Výpočet množství jednotlivých odběrů	34
4.2.7	<i>Výkon turbíny</i>	35
4.2.8	<i>Měrná spotřeba páry</i>	35
4.2.9	<i>Tepelná účinnost cyklu bez přehřívání páry</i>	35
4.3	TEPELNÝ CYKLUS S PŘEHŘÍVÁNÍM PÁRY	36
4.3.1	<i>Parametry páry na výstupu z VT dílu</i>	36
4.3.2	<i>Parametry páry na vstupu do STNT dílu</i>	36
4.3.3	<i>Parametry páry na výstupu z STNT dílu</i>	36
4.3.4	<i>Návrh nízkotlakých ohříváků</i>	37
4.3.4.1	Nízkotlaký ohřívák 1	37
4.3.4.2	Nízkotlaký ohřívák 2	38
4.3.5	<i>Odplyňovák s napájecí nádrží</i>	39
4.3.6	<i>Návrh vysokotlakých ohříváků</i>	39
4.3.6.1	Vysokotlaký ohřívák 1	39
4.3.6.2	Vysokotlaký ohřívák 2	40
4.3.7	<i>Množství admisní páry</i>	41
4.3.7.1	Výpočet poměrných velikostí odběrů	41
4.3.7.2	Výpočet množství admisní páry	42
4.3.7.3	Výpočet množství jednotlivých odběrů	43
4.3.8	<i>Výkon turbíny</i>	43
4.3.9	<i>Měrná spotřeba páry</i>	43
4.3.10	<i>Tepelná účinnost cyklu s přehříváním páry</i>	43
5.	Srovnání cyklů	44
5.1	Z HLEDISKA SPOTŘEBY PÁRY	44
5.2	Z HLEDISKA TEPELNÉ ÚČINNOSTI	44
6.	Vlivnost vstupních parametrů	45
6.1	VLIV NA TEPELNOU ÚČINNOST CYKLU	45
6.1.1	<i>Vliv teploty napájecí vody</i>	45

6.1.2	<i>Vliv teploty chladicí vody.....</i>	45
6.1.3	<i>Vliv teploty admisní páry.....</i>	46
6.1.4	<i>Vliv tlaku admisní páry.....</i>	46
6.1.5	<i>Vliv teploty přehřáté páry.....</i>	47
6.2	VLIV NA ELEKTRICKÝ VÝKON	48
6.2.1	<i>Vliv teploty napájecí vody.....</i>	48
6.2.2	<i>Vliv teploty chladicí vody.....</i>	49
6.2.3	<i>Vliv teploty admisní páry.....</i>	49
6.2.4	<i>Vliv tlaku admisní páry.....</i>	50
6.2.5	<i>Vliv teploty přehřáté páry.....</i>	50
7.	Axiální výstupní těleso.....	51
8.	Závěr	54
	Poděkování	55
	Seznam použité literatury	56
	Internetové zdroje.....	56
	Seznam příloh.....	57

Přehled veličin

$C_{p\text{gen}}$	$[kg \cdot kWh^{-1}]$	Měrná spotřeba páry
P_{SV}	$[MW]$	Svorkový výkon
P_t	$[kW]$	Výkon turbíny
c	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost páry v hrdle kondenzátoru
d_1	$[mm]$	Vstupní průměr zadního tělesa
d_{1p}	$[mm]$	Vstupní průměr přední části zadního tělesa
d_2	$[mm]$	Výstupní průměr zadního tělesa
d_{2p}	$[mm]$	Výstupní průměr přední části zadního tělesa
i_1	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie admisní páry
i_2	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie emisní páry
i_3	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie přehřáté páry
i_k	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie kondenzátu
i_{nv}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie napájecí vody
i_{NTO}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie odběrové páry pro nízkotlaký ohřívák
i_{ODP}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie odběrové páry pro odplyňovák
i_{VTO}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie odběrové páry pro vysokotlaký ohřívák
l_p	$[mm]$	Délka přední části zadního tělesa
l_z	$[mm]$	Délka zadního tělesa
\dot{m}_{ap}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Množství admisní páry
\dot{m}_{ep}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Množství emisní páry
\dot{m}_{NTO}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Množství páry pro nízkotlaký ohřívák
\dot{m}_{ODP}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Množství páry pro odplyňovák
\dot{m}_{pp}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Množství přehřáté páry
\dot{m}_{VTO}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Množství páry pro vysokotlaký ohřívák
n	$[ot \cdot min^{-1}]$	Otáčky
$p_{a,1}$	$[bar]$	Tlak admisní páry
$p_{2,4}$	$[bar]$	Tlak emisní páry
p_3	$[bar]$	Tlak přehřáté páry
p_I	$[bar]$	Tlak páry v místě odběru I
p_{II}	$[bar]$	Tlak páry v místě odběru II
p_{III}	$[bar]$	Tlak páry v místě odběru III

p_{IV}	[bar]	Tlak páry v místě odběru IV
p_k	[bar]	Tlak v kondenzátoru
p_{NTO}	[bar]	Tlak páry na vstupu do nízkotlakého ohříváku
p_{ODP}	[bar]	Tlak páry na vstupu do odplynováku
p_V	[bar]	Tlak páry v místě odběru V
p_{VTO}	[bar]	Tlak páry na vstupu do vysokotlakého ohříváku
s_1	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	Entropie admisní páry
s_2	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	Entropie emisní páry
s_3	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	Entropie přehřáté páry
s_s	[mm]	Šířka spodního dílu
s_v	[mm]	Šířka vrchního dílu
$t_{a,1}$	[°C]	Teplota admisní páry
t_3	[°C]	Teplota přehřáté páry
t_{chv}	[°C]	Teplota chladicí vody
t_I	[°C]	Teplota páry v místě odběru I
t_{II}	[°C]	Teplota páry v místě odběru II
t_{III}	[°C]	Teplota páry v místě odběru III
t_{IV}	[°C]	Teplota páry v místě odběru IV
t_k	[°C]	Teplota kondenzátu
t_{NTO}	[°C]	Teplota páry na vstupu do nízkotlakého ohříváku
t_{nv}	[°C]	Teplota napájecí vody
t_{odp}	[°C]	Teplota odplynění
t_{ODP}	[°C]	Teplota páry na vstupu do odplynováku
t_p	[°C]	Teplota přehřáté páry
t_V	[°C]	Teplota páry v místě odběru V
t_{VTO}	[°C]	Teplota páry na vstupu do vysokotlakého ohříváku
v_s	[mm]	Výška spodního dílu
v_v	[mm]	Výška vrchního dílu
x	[1]	Suchost
x_{NTO}	[1]	Poměrný odběr pro nízkotlaký ohřívák
x_{ODP}	[1]	Poměrný odběr pro odplynovák
x_{VTO}	[1]	Poměrný odběr pro vysokotlaký ohřívák
ζ	[1]	Ztrátový součinitel potrubí

η_{gen}	[%]	Účinnost generátoru
η_{mech}	[%]	Mechanická účinnost turbíny
η_{NTO}	[%]	Účinnost nízkotlakého ohříváku
$\eta_{př}$	[%]	Účinnost převodovky
$\eta_{tdi,stnt}$	[%]	Termodynamická účinnost středotlakého dílu turbíny
$\eta_{tdi,vt}$	[%]	Termodynamická účinnost vysokotlakého dílu turbíny
η_{ti}	[%]	Tepelná účinnost cyklu
η_{VTO}	[%]	Účinnost vysokotlakého ohříváku
Δp_{ODP}	[%]	Tlakové ztráty v potrubí do odplynováku
Δp_{NTO}	[%]	Tlakové ztráty v potrubí do nízkotlakého ohříváku
Δp_{VTO}	[%]	Tlakové ztráty v potrubí do vysokotlakého ohříváku
Δp_{vt}	[%]	Tlaková ztráta na spouštěcím ventilu
Δp_{stnt}	[%]	Tlaková ztráta na regulačním ventilu stnt dílu
δ_{NTO}	[°C]	Koncový teplotní rozdíl nízkotlakého ohříváku
δ_{tk}	[%]	Koncový teplotní rozdíl kondenzátoru
δ_{VTO}	[°C]	Koncový teplotní rozdíl vysokotlakého ohříváku
$\Delta t_{ohřátí}$	[°C]	Poměrný ohřev napájecí vody
Δt_v	[°C]	Ohřátí chladicí vody v kondenzátoru
ρ	[1]	Součinitel reakce

1. Úvod

Diplomovou práci sepišuji ve spolupráci s firmou Doosan Škoda Power. Úkolem je navrhnout tepelný cyklus s přehříváním a bez přehřívání páry pro průmyslovou parní turbínu 50 MW. Jedná se o srovnání těchto dvou oběhů, neboť přehřívání páry u turbín malých výkonů, kam tato turbína spadá, není příliš rozšířeno a společnost Doosan ještě turbínu s přehříváním páry pro tak malý elektrický výkon nekonstruovala.

V první části své diplomové práce popíši několika větami vývoj společnosti Doosan Škoda Power. Dále se budu věnovat teorii parních turbín a způsoby zvyšování tepelné účinnosti RC cyklu.

V další části budu navrhovat tepelný cyklus pro obě zadané varianty. Regeneraci budu uvažovat se dvěma nízkotlakými ohříváky, odplynovákem s napájecí nádrží a dvěma vysokotlakými ohříváky. Navážu výpočty spotřeby páry a tepelných účinností cyklů a jejich porovnáním.

Následující kapitola bude věnována určení vlivnosti teploty napájecí vody, tlaku a teploty admisní páry, teploty přehřáté páry a teploty chladicí vody na tepelnou účinnost cyklu a elektrický výkon.

Posledním úkolem bude navrhnout svařované axiální výstupní těleso do vodou chlazeného kondenzátoru se základními konstrukčními výpočty pro koncovou lopatku s výstupní plochou $1,96 \text{ m}^2$ na patním průměru 870 mm.

2. Doosan Škoda Power



Obr. 2.1 Doosan Škoda Power - logo

Historické počátky společnosti sahají už do roku 1859. O deset let později se stal majitelem Emil Škoda. Roku 1904 byla firmou Škoda vyrobena první parní turbína systému Rateau o výkonu 412 kW. O sedm let později byly turbíny tohoto systému nahrazeny turbínami designu vlastního, tedy Škoda. Postupem času se Škodovy závody vyvíjely, o tom svědčí výroba dvou parních turbín o výkonu 22 MW s přihříváním páry roku 1932. V následujících desetiletích se zde vyráběly parní turbíny o vyšším a vyšším výkonu, až roku 1992 opustila dveře továrny parní turbína o výkonu 1000 MW, instalovaná v JE Temelín. S nástupem nového režimu, roku 1993, nastala privatizace a vzniklo několik dceřiných společností v rámci ŠKODA a.s. V roce 1998 došlo ke sloučení těchto společností s jednotným názvem Škoda Energo s.r.o. Roku 2004 se mění název na Škoda Power s.r.o. Důležitým mezníkem byl rok 2009, kdy se Škoda Power stala dceřinou společností Doosan Heavy Industries and Construction. Od roku 2011 nese společnost jméno Doosan Škoda Power s.r.o.

Hlavní oblastí zájmu společnosti je dodávka pro energetiku. Jedná se o zařízení tvořící turbínový ostrov až celou strojovnu pro klasickou i jadernou energetiku, které můžeme nalézt v desítkách zemí po celém světě. Vlastní know-how dovoluje konkurovat firmám po celém světě. Doosan Škoda Power je schopna navrhnout a vyrobit turbíny od nejnižších výkonů až po ty nejvyšší. Dále nabízí dodávku veškerých potřebných řídicích systémů, systémů chlazení, tepelných výměníků, kondenzátorů, generátorů. K tomu všemu přidává i vlastní výzkum a vývoj zaměřený na zvyšování účinnosti přeměny energie. [8]

3. Parní turbíny

Parní turbíny jsou sekundární energetické stroje sloužící k transformaci energie. Dochází zde k přeměně entalpie páry na kinetickou energii páry, která se díky lopatkám mění na mechanickou energii turbíny. Jsou to strojní zařízení, které mají vysokou účinnost a jsou schopny dosahovat obrovských výkonů. [2], [3]

3.1 Rozdělení parních turbín

Celosvětově vyráběné parní turbíny lze rozdělit podle mnoha hledisek, jež jsou zmíněny v následujících kapitolách.

3.1.1 Podle principu přeměny energie

- **Turbíny rovnotlaké (akční)** – tlak před a za oběžným kolem je konstantní, k expanzi páry dochází ve statorové části
- **Turbíny přetlakové (reakční)** – tlak před oběžnými lopatkami je vyšší než za nimi, k expanzi páry dochází jak ve statorové, tak i v rotorové části

3.1.2 Podle počtu stupňů

- **Jednostupňové** – celá expanze páry probíhá na jediném stupni
- **Vícestupňové** – expanze páry probíhá postupně na několika stupních

3.1.3 Podle směru proudění páry

Dle směru toku páry se turbíny dělí na:

- **Axiální** – pára proudí ve směru osy rotace turbíny, převážná většina dnešních turbín
- **Radiální** – pára proudí kolmo na osu rotaci turbíny, mohou být protiběžné či neprotiběžné
- **Radiálně axiální** – neboli centripetální – turbína je na vstupu řešena jako radiální a na výstupu jako axiální

3.1.4 Podle parametrů admisní páry

- **S přehřátou párou na vstupu** – parní turbíny klasických elektráren či tepláren
- **Se sytou párou na vstupu** - turbíny jaderných elektráren s tlakovodními reaktory

3.1.5 Podle využití výstupní páry

Neboli rozdělení dle tlaku páry za posledním stupněm turbíny.

- **Turbíny kondenzační** – emisní pára o nízkém tlaku vstupuje do kondezátoru
- **Turbíny protitlakové** – emisní pára o tlaku vyšším než je tlak atmosférický, pára se dále využívá např. pro vytápění
- **Turbíny odběrové** – mohou být provozovány jako turbíny kondenzační nebo protitlakové, jsou zde odběrové místa pro regulované či neregulované odběry páry

3.1.6 Podle odběrů páry

- **Turbíny s neregulovaným odběrem** – tlak odběrové páry není regulován, odběr je možný z jednoho či více míst turbíny, příklad je odběr pro ohřívák vody
- **Turbíny s regulovaným odběrem** – tlak regulován dle požadavků spotřebitele, počet odběrů je omezen

3.1.7 Podle počtu těles

- **Jednotělesové turbíny** – aplikace do výkonu cca 200 MW
- **Vícetělesové turbíny** – expanze páry rozdělena do více dílů turbíny (vysokotlakého, středotlakého a nízkotlakého dílu), mezi jednotlivé díly je většinou řazen mezipřihřívák páry či separátor vlhkosti páry

3.1.8 Podle uložení turbíny

- **Mobilní** – například lodní
- **Stacionární** – pevně umístěná turbína, ku příkladu v teplárnách či elektrárnách

3.2 Přeměna energie v parní turbíně

Principem je přeměna entalpie páry (energie tlakové, objemové a vnitřní) na mechanickou energii. Pára po celé délce turbíny expanduje, tedy snižuje svou teplotu a tlak a naopak navyšuje svou rychlost. Jinak řečeno, klesá entalpie páry a narůstá kinetická energie. Při kontaktu proudící páry s lopatkou upevněnou na rotoru (oběžnou lopatkou) se turbína rotáci, čili kinetická energie se mění na mechanickou.

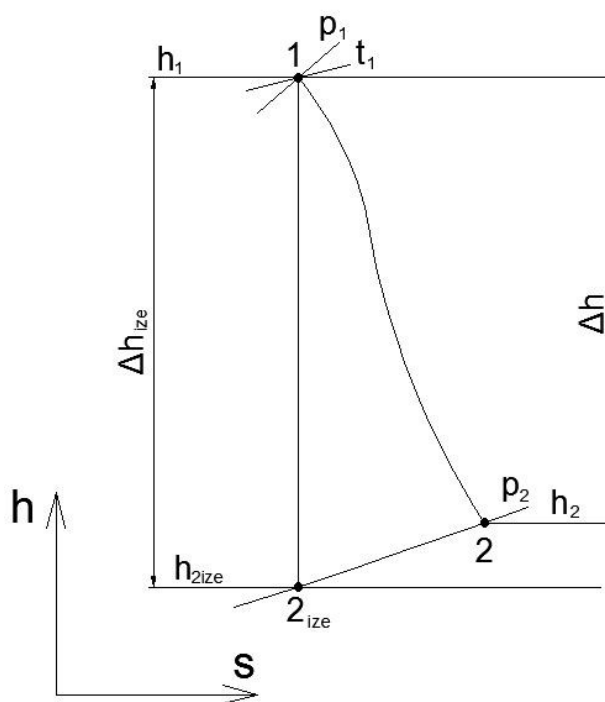
Ideálním pracovním dějem turbíny je děj izoentropický, který vychází z předpokladu, že výměna tepla s okolím nulová. Aplikací do prvního termodynamického zákona dostaneme rovnici pro ideální mechanickou práci turbíny.

$$dq = 0 \quad (3.1)$$

$$dq = di - da_t \quad (3.2)$$

$$a_{t,ize} = \Delta h_{ize} = h_1 - h_{2,ize} \quad (3.3)$$

V praxi ale dochází při expanzi páry v turbíně ke ztrátám, skutečná expanze tedy není ideální, viz obrázek 3.1.



Obr. 3.1 Izoentropická a skutečná expanze na turbíně [vlastní výroba]

Proto je definována termodynamická účinnost turbíny, díky které je možno určit skutečný entalpický spád.

$$\eta_{tdi} = \frac{a_t}{a_{t,ize}} = \frac{\Delta h}{\Delta h_{ize}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,ize}} \quad [1] \quad (3.4)$$

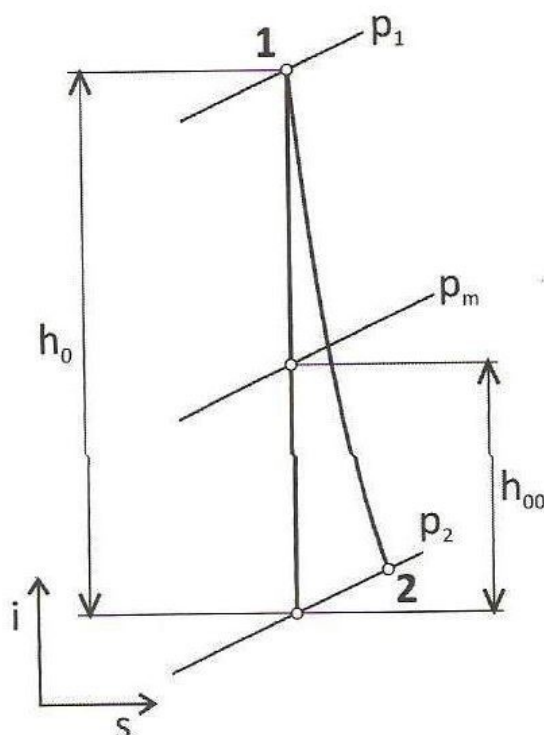
Termodynamická účinnost turbíny se dá určit například pomocí grafu č. 1 znázorněného v kapitole 4.2.2. [4]

3.3 Typy lopatkování turbíny

Jak jsem už zmínil výše, existují dva typy stupňů, a to rovnotlaký (akční) a přetlakový (reakční). Měřítkem typu lopatkování je stupeň reakce, který je definován

jako poměr dvou izoentropických entalpických spádů, rotoru a celého stupně. Grafické znázornění je na obrázku 3.2. [2], [5]

$$\rho = \frac{\Delta h_{00}}{\Delta h_0} \quad [1] \quad (3.5)$$

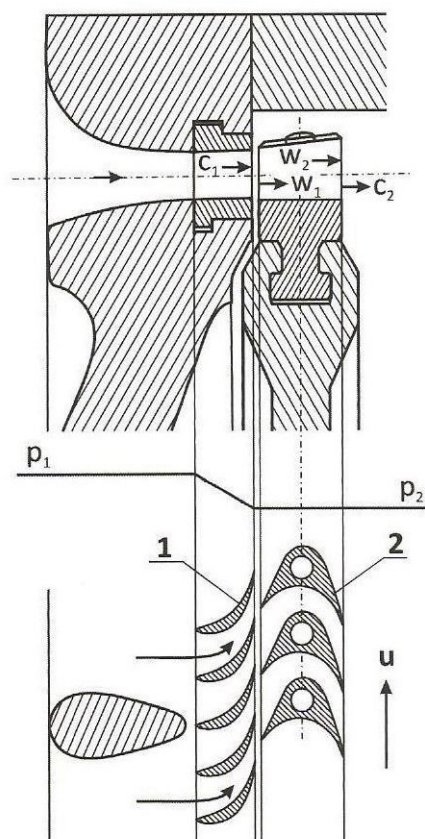


Obr. 3.2 Definice stupně reakce [2]

3.3.1 Lopatkování rovnotlaké

Rovnotlaké lopatkování má stupeň reakce v ideálním případě roven nule. Znamená to, že veškerý entalpický spád je zpracován v rozváděcích lopatkách. Tlak za rozváděcími lopatkami a na konci stupně je stejný, tzn. že v rotoru k expanzi nedochází. Hlavní výhodou je, že vlivem rovnosti tlaků nedochází k úniku páry.

Profily rozváděcích a oběžných lopatek jsou u tohoto typu stupně velmi odlišné. Jejich znázornění je na obrázku 3.3.



Obr. 3.3 Řez rovnotlakým stupněm [2]

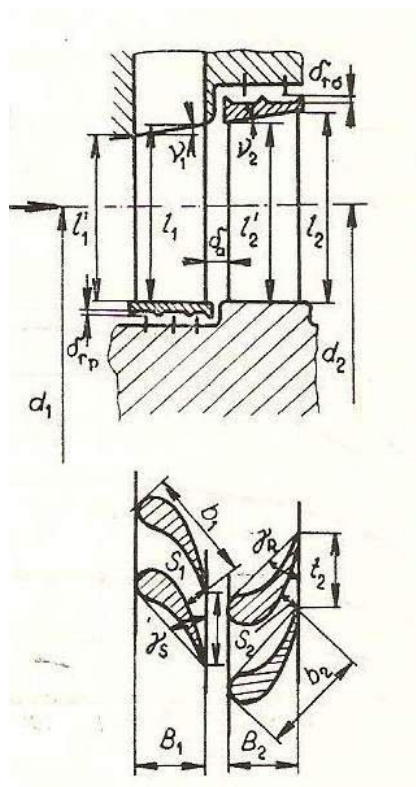
Tento typ lopatkování má při konstrukci turbíny využití v prvních stupních turbíny, neboť dokáže zpracovat větší entalpický spád než stupeň přetlakový.

Zvláštním typem rovnotlakového stupně je Curtisův stupeň (též C – kolo). Má sice nejnižší účinnost, ale při stejné obvodové rychlosti dokáže zpracovat čtyřikrát větší spád než rovnotlaký stupeň. Je používán jako regulační stupeň, což vede ke zvětšení délky lopatky následných stupňů. [2], [5]

3.3.2 Lopatkování přetlakové

Stupeň reakce u přetlakového lopatkování je vždy větší než nule, v ideálním případě 0,5. To znamená, že pára expanduje na celém stupni a entalpický spád je z poloviny zpracován rozváděcími lopatkami a z poloviny oběžnými lopatkami. Z tohoto je patrné, že tlak před a za oběžným kolem je odlišný. Pára má tedy tendenci z kanálků oběžných lopatek unikat. To je konstrukčně řešeno minimalizací vůle mezi rozváděcími a oběžnými lopatkami.

Profily lopatek jsou si v tomto případě lopatkování geometricky podobné, viz obrázek 3.4.

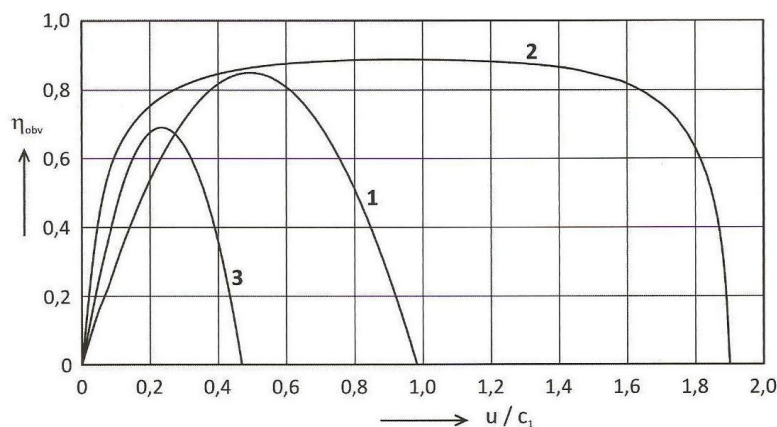


Obr. 3.4 Řez přetlakovým stupněm [4]

Přetlakového lopatkování je využíváno u posledních stupňů turbíny, protože dokáže zpracovat poměrně malé entalpické spády s vysokou účinností. [2], [5]

3.3.3 Srovnání typů lopatkování

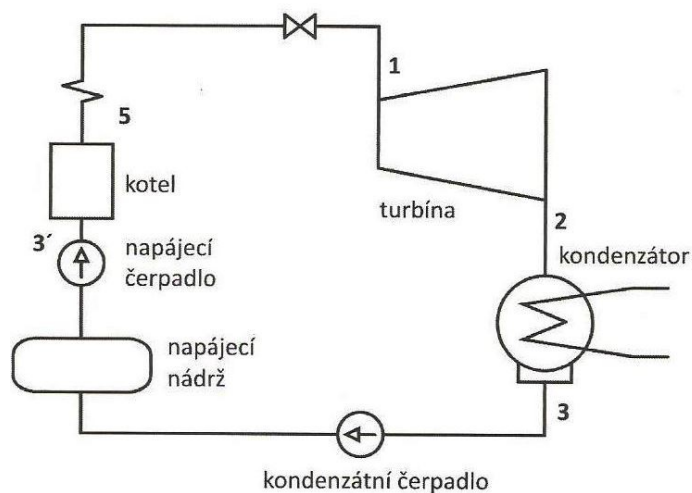
Pro shrnutí bych zde jen v krátkosti uvedl několik poznatků ohledně typů lopatkování. Rovnotlaký stupeň dokáže zpracovat dvojnásobek entalpického spádu než stupeň přetlakový. Curtisův stupeň až čtyřnásobek rovnotlakého a osminásobek přetlakového. Nejvyšších účinností dosahují stupně při určitém poměru obvodové ku vstupní absolutní rychlosti (u/c_1). Účinnost je patrná z obrázku 3.5.



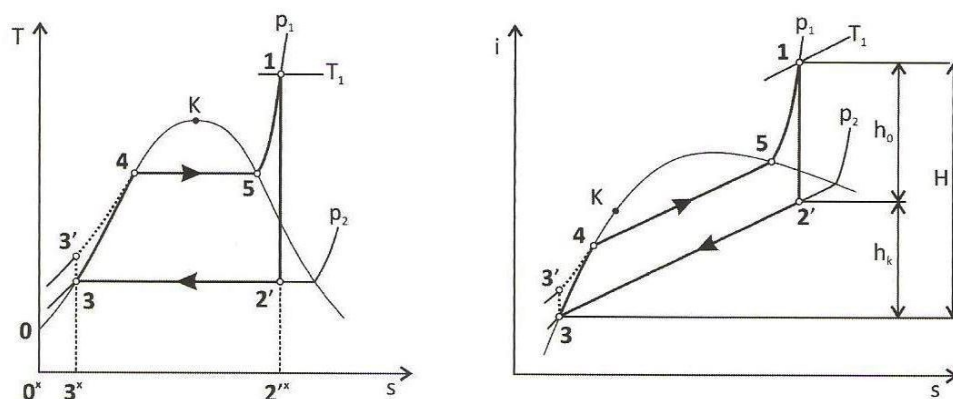
Obr. 3.5 Účinnosti stupňů [2]

3.4 Parní turbína v RC cyklu

Parní turbína je součástí Rankine - Clausiova oběhu. Schéma s popisem jednotlivých komponentů tohoto tepelného oběhu je zobrazeno na obrázku 3.6. Na obrázku 3.7 je tento oběh znázorněn v T-s a i-s diagramu, podotýkám že pro ideální stav.



Obr. 3.6 Schéma RC cyklu [2]



Obr. 3.7 Ideální oběh v T-s a i-s diagramu [2]

- Popis T-s diagramu na obr. 3.7:
- 1-2'... izoentropická expanze páry v turbíně
 - 2'-3... kondenzace páry v kondenzátoru
 - 3-3'... izoentropická komprese v napájecím čerpadle
 - 3'-4 ... ohřev napájecí vody v ekonomizéru
 - 4-5 ... vypařování
 - 5-1 ... přehřívání páry v přehříváku

Tepelná účinnost oběhu se vypočte jako podíl dvou energií. V čitateli je vnitřní práce turbíny při izoentropické expanzi a ve jmenovateli přivedené teplo do kotle.

$$\eta_{ti} = \frac{i_1 - i_{2'}}{i_1 - i_3} [1] \quad (3.6)$$

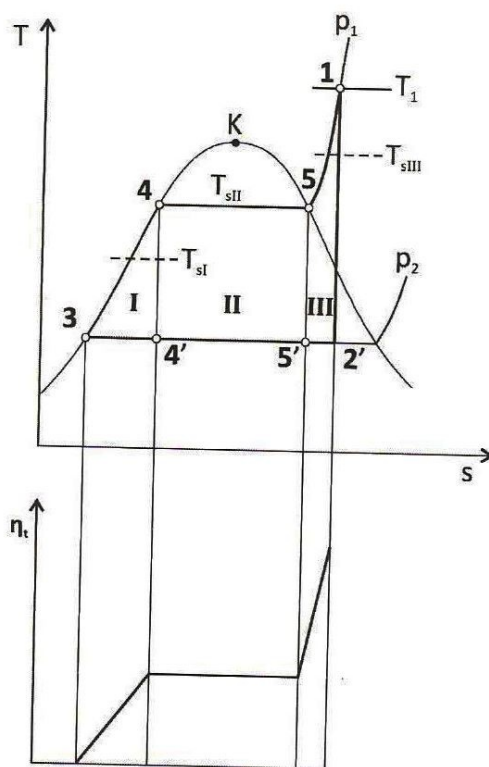
3.5 Možnosti zvyšování tepelné účinnosti cyklu

Ve své diplomové práci navrhuji tepelný cyklus bez přehřívání a s přehříváním páry, v obou případech je navíc i regenerace. Tuto kapitolu bych tedy zaměřil na zvyšování tepelné účinnosti cyklu pomocí ohřevu napájecí vody odběrovou parou z turbíny (regenerace) a v druhém případě pomocí přehřívání páry po částečné expanzi.

V krátkosti zmíním další způsoby, například zvyšování teploty a tlaku admisní páry či zvyšování podtlaku v kondezátoru. [2],[6],[7]

3.5.1 Zvyšování tepelné účinnosti pomocí ohřevu napájecí vody

Jedná se o způsob zvyšování tepelné účinnosti cyklu ohříváním napájecí vody parou odebíranou z turbíny, jinak řečeno regenerací. Dle obrázku 3.8 můžeme oběh rozdělit na tři části, přičemž část římská I má nejnižší účinnost. Aby se tato účinnost zvýšila, vodu předtím, než dojde do ekonomizéru ohříváme ještě před vstupem do kotle odběrovou parou z turbíny. Tím se sníží účinnost části římská III, ale při správném použití dojde ke zvýšení tepelné účinnosti celého cyklu.



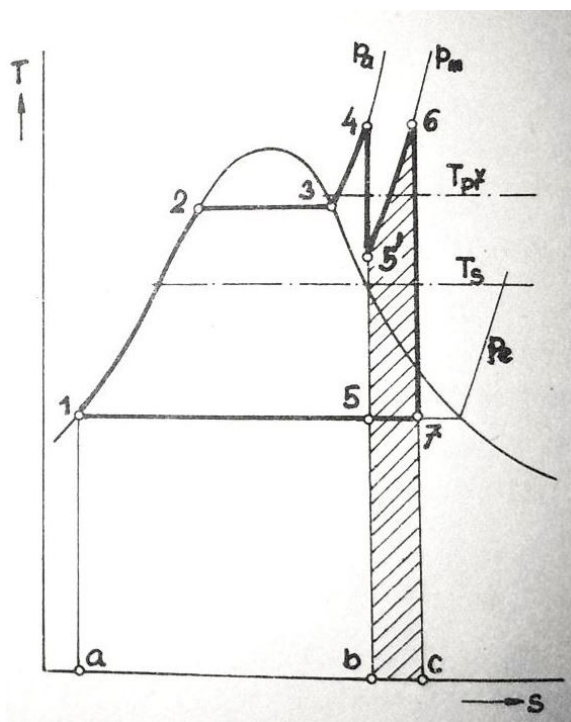
Obr. 3.8 Tepelná účinnost částí oběhu v T-s diagramu [2]

3.5.2 Zvyšování tepelné účinnosti přehříváním páry

Zlepšit tepelnou účinnost lze i přehříváním páry po částečné expanzi. Z konstrukčního hlediska je třeba mít vícetělesovou turbínu. Z vysokotlakého dílu turbíny je pára vedena zpět do kotle, kde se přehřívá, navyšuje svou teplotu a tudíž i entalpii.

Dle obrázku 3.9 se tepelná účinnost oběhu vypočte následovně.

$$\eta_{ti,př} = \frac{(i_4 - i_{5'}) - (i_6 - i_7)}{(i_4 - i_1) - (i_6 - i_{5'})} [1] \quad (3.7)$$



Obr. 3.8 Přehřívání páry v T-s diagramu [6]

Zlepšení tepelné účinnosti oběhu bývá vlivem přehřívání páry okolo 2 % až 4 %. Zlepšuje se též termodynamická účinnost turbíny, a to díky zlepšení účinnosti posledních stupňů nízkotlaké části turbíny vlivem snížení vlhkosti emisní páry.

Je třeba zde zmínit i nevýhody přehřívání páry. Ta největší spočívá v tom, že samotné zavedení přehřevu páry značí větší investiční náklady, a proto se přehřívání využívá u větších bloků, cca od 50 MW elektrického výkonu a tlaku admisní páry nad 14 MPa.

4. Bilanční návrh

V bilančním návrhu určím množství páry potřebné pro zajištění 100 % výkonu turbíny. Výpočet provedu pro obě zadané varianty, a to s přehříváním a bez přehřívání páry. K dosažení výsledků využiji program *EES (Engineering Equation Solver)* a postup výpočtu provedu dle literatury [1]. Bilanční schéma je uvedeno jako příloha č. 1. a příloha č. 2.

4.1 Zadané hodnoty

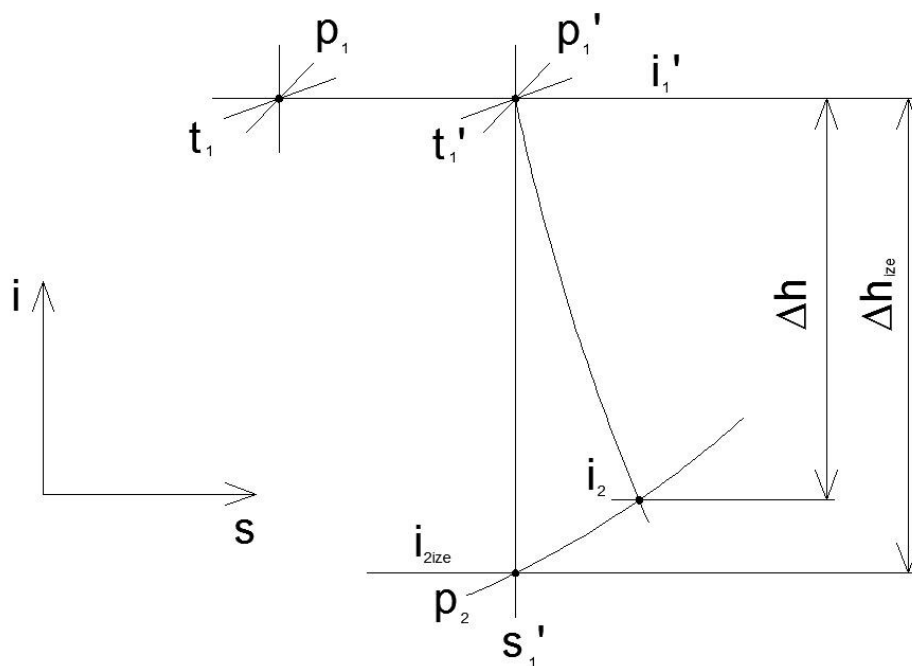
Zadané hodnoty

Jmenovitý výkon na svorkách generátoru	$P_{SV} = 50 \text{ [MW]}$
Tlak admisní páry	$p_a = 111 \text{ [bar]}$
Teplota admisní páry	$t_a = 540 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Teplota přehřáté páry	$t_p = 540 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Tlaková ztráta mezi VT a ST dílem	10 % z výstupního VT tlaku
Teplota odplynění	$t_{odp} \sim 150 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Teplota napájecí vody	$t_{nv} = 225 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Teplota chladicí vody	$t_{chv} = 33 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Otáčky turbíny	$n = 5500 \text{ [min}^{-1}\text{]}$

4.2 Tepelný cyklus bez přehřívání páry

4.2.1 Parametry páry na vstupu do turbíny

Admisní pára o teplotě $t_1 = 540$ °C a tlaku $p_1 = 111$ bar vstupuje do turbíny přes regulační ventil, jedná se tedy o proces škrcení. Je zachována hodnota entalpie páry, ale tlak a teplota páry se sníží. Tlakovou ztrátu na spouštěcím regulačním ventilu volím $\Delta p_{vt} = 3$ %.



Obr. 4.1 Expanze na turbíně [vlastní výroba]

Parametry páry před regulačním ventilem:

Teplota páry	$t_1 = 540$ [°C]
Tlak páry	$p_1 = 111$ [bar]
Entalpie páry	$i_1 = f(t_1; p_1) = 3465,4$ [kJ · kg ⁻¹]

Parametry páry za regulačním ventilem:

Tlakové ztráty	$\Delta p_{vt} = 3$ [%]
Tlak páry	$p_1' = p_1 - (p_1 \cdot \Delta p_{vt}) = 111 - (111 \cdot 0,03) = 107,7$ [bar] (4.1)
Teplota páry	$t_1' = f(i_1; p_1') = 538,6$ [°C]
Entalpie páry	$i_1' = i_1 = 3465,4$ [kJ · kg ⁻¹]
Entropie páry	$s_1' = f(t_1'; p_1') = 6,6818$ [kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]

4.2.2 Parametry páry na výstupu z turbíny

Teplota v kondenzátoru

$$t_k = t_{chv} + \Delta t_v + \delta_{tk} = 33 + 9 + 4 = 46 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.2)$$

kde $\Delta t_v = (7 \div 11) = 9 \text{ [}^\circ\text{C]}$ je ohřátí chladicí vody v kondenzátoru,

$\delta_{tk} = (4 \div 6) = 4 \text{ [}^\circ\text{C]}$ je koncový teplotní rozdíl

Tlak v kondenzátoru

$$p_k = f(t_k, x) = 0,1010 \text{ [bar]}$$

kde $x = 1 \text{ [1]}$ značí mez sytosti

Tlak na výstupu z turbíny

$$p_2 = p_k + \Delta p = p_k \cdot \left(1 + \varsigma \cdot \left(\frac{c}{100}\right)^2\right) \quad (4.3)$$

$$p_2 = 0,1010 \cdot \left(1 + 0,1 \cdot \left(\frac{100}{100}\right)^2\right) = 0,1111 \text{ [bar]}$$

kde $\varsigma = (0,05 \div 0,10) = 0,1$

$c = (80 \div 120) = 100 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$ je rychlost páry v hrdle kondenzátoru

Entalpie páry na výstupu z turbíny

Pro určení entalpie emisní páry je třeba znát termodynamickou účinnost turbíny. K určení její hodnoty jsem použil graf č. 1.

Termodynamická účinnost VT dílu $\eta_{tdi,vt} = 84,6 \text{ [%]}$

Entalpie emisní páry po ideální expanzi $i_{2,ize} = f(s'_1; p_2) = 2128,4 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$

Skutečná entalpie emisní páry

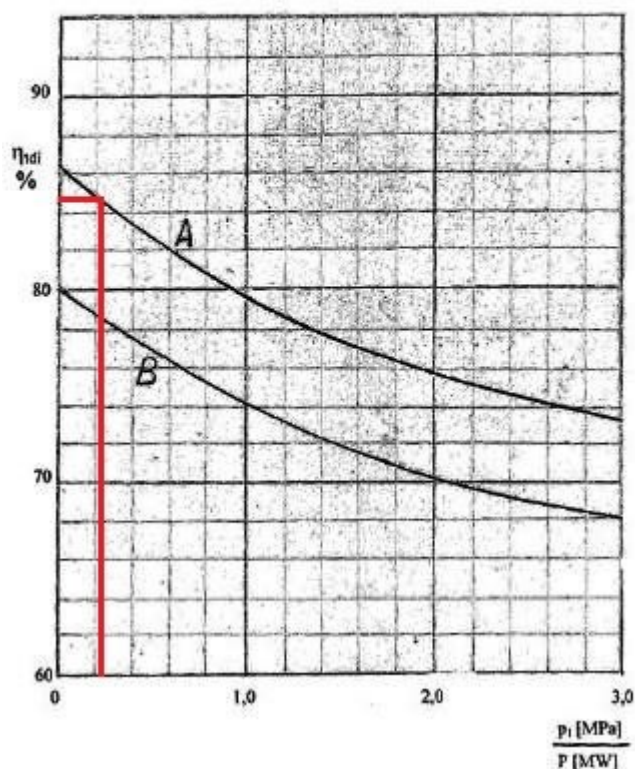
$$i_2 = i'_1 - \eta_{tdi,vt} \cdot (i'_1 - i_{2,ize}) = 3465,4 - 0,846 \cdot (3465,4 - 2128,4) \quad (4.4)$$

$$i_2 = 2334,3 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Entropie emisní páry $s_2 = f(t_k; i_2) = 7,362 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$

Vnitřní termodynamická účinnost turbíny v závislosti na poměru vstupního tlaku páry a výkonu

Čivka A platí pro dvoutělesové a bohatě vyložené turbíny
B pro levnější turbíny s Curtisovým stupněm



Graf č. 1 – určení termodynamické účinnosti [1]

4.2.3 Návrh nízkotlakých ohříváků

4.2.3.1 Rozdělení celkového ohřátí na jednotlivé ohříváky

Ohřev napájecí vody (NV) je dle zadání rozdělen mezi 5 teplosměnných ploch, jsou to dva nízkotlaké ohříváky, odplynovák s napájecí nádrží a dva vysokotlaké ohříváky. Odvod kondenzátu z ohříváků je proveden kaskádovým způsobem zapojení. Poměrný ohřev napájecí vody jsem rozdělil rovnoměrně mezi všechny ohříváky.

$$\Delta t_{ohřátí} = \frac{t_{nv} - t_{k0}}{5} = \frac{225 - 47}{5} = 35,6 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.5)$$

4.2.3.2 Nízkotlaký ohřívák 1

Nízkotlaký ohřívák 1 (dále jen NTO1) je řazením první teplosměnnou plochou za kondenzátorem. Vstupuje zde kondenzát o teplotě $t_{k0} = 47 \text{ }^\circ\text{C}$, který se ohřívá odběrovou parou z turbíny o $\Delta t_{ohřátí} = 35,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Tento poměrný ohřev volím pro všechny ohříváky. Pro výpočet volím koncový teplotní rozdíl $\delta_{NTO} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlakové ztráty páry v potrubí $\Delta p_{NTO} = 5 \text{ %}$.

Parametry vody pro NTO1:

Teplota NV na vstupu do NTO1

$$t_{k0} = 47 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Teplota NV na výstupu z NTO1

$$t_{nv1} = t_{k0} + \Delta t_{ohřátí} = 47 + 35,6 = 82,6 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.6)$$

Entalpie NV na vstupu do NTO1

$$i_{k0} = f(t_{k0}) = 196,8 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Entalpie NV na výstupu z NTO1

$$i_{nv1} = f(t_{nv1}) = 345,93 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Parametry páry pro NTO1

Teplota páry na vstupu do NTO1

$$t_{NTO1} = t_{k0} + \Delta t_{ohřátí} + \delta_{NTO} = 47 + 35,6 + 4 = 86,6 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.7)$$

Tlak páry na vstupu do NTO1

$$p_{NTO1} = f(t_{NTO1}) = 0,6159 \text{ [bar]}$$

Tlak páry v místě odběru I

$$p_I = p_{NTO1} \cdot (1 + \Delta p_{NTO}) = 0,6159 \cdot (1 + 0,05) = 0,6467 \text{ [bar]} \quad (4.8)$$

Teplota páry v místě odběru I

$$t_I = f(p_I) = 87,862 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Entalpie odběrové páry pro NTO1 ideální

$$i_{NTO1,ize} = f(s'_1; p_{NTO1}) = 2351,6 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Entalpie odběrové páry pro NTO1 skutečná

$$i_{NTO1} = i'_1 - \eta_{tdi,vt} \cdot (i'_1 - i_{NTO1,ize}) = 2523,1 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]} \quad (4.9)$$

Teplota zkondenzované páry v NTO1

$$t'_{k1} = t_{k0} + \delta_{NTO} = 47 + 4 = 51 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.10)$$

Entalpie zkondenzované páry v NTO1

$$i'_{k1} = f(t'_{k1}) = 213,53 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

4.2.3.3 Nízkotlaký ohřívák 2

Postup výpočtu pro nízkotlaký ohřívák 2 (NTO2) je totožný s NTO1.

Parametry vody pro NTO2:

Teplota NV na výstupu z NTO2

$$t_{nv2} = t_{nv1} + \Delta t_{ohřátí} = 82,6 + 35,6 = 118,2 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.11)$$

Entalpie NV na výstupu z NTO2

$$i_{nv2} = f(t_{nv2}) = 496,17 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Parametry páry pro NTO2

Teplota páry na vstupu do NTO2

$$t_{NTO2} = t_{nv1} + \Delta t_{ohřátí} + \delta_{NTO} = 82,6 + 35,6 + 4 = 122,2 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (4.12)$$

Tlak páry na vstupu do NTO2

$$p_{NTO2} = f(t_{NTO2}) = 2,1291 \text{ [bar]}$$

Tlak páry v místě odběru II

$$p_{II} = p_{NTO2} \cdot (1 + \Delta p_{NTO}) = 2,1291 \cdot (1 + 0,05) = 2,2356 \text{ [bar]} \quad (4.13)$$

Teplota páry v místě odběru II

$$t_{II} = f(p_{II}) = 123,77 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

Entalpie odběrové páry pro NTO2 ideální

$$i_{NTO2,ize} = f(s'_1; p_{NTO2}) = 2541,4 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie odběrové páry pro NTO2 skutečná

$$i_{NTO2} = i'_1 - \eta_{tdi,vt} \cdot (i'_1 - i_{NTO2,ize}) = 2683,7 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.14)$$

Teplota zkondenzované páry v NTO2

$$t'_{k2} = t_{nv1} + \delta_{NTO} = 82,6 + 4 = 86,6 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (4.15)$$

Entalpie zkondenzované páry v NTO2

$$i'_{k2} = f(t'_{k2}) = 362,74 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

4.2.4 Odplyňovák s napájecí nádrží

Odplyňovákem (ODP) se rozumí směšovací výměník, není zde tedy žádný koncový teplotní rozdíl. Teplota odplynění je v zadání volena přibližně 150 °C. Tlakové ztráty páry v potrubí volím $\Delta p_{ODP} = 10 \text{ \%}$.

Parametry vody pro ODP:

Teplota NV na výstupu z ODP

$$t_{nv3} = t_{nv2} + \Delta t_{ohřátí} = 118,2 + 35,6 = 153,8 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (4.16)$$

Entalpie NV na výstupu z ODP

$$i_{nv3} = f(t_{nv3}) = 648,6 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Parametry páry pro ODP

Teplota páry na vstupu do ODP

$$t_{ODP} = t_{nv2} + \Delta t_{ohřátí} = 118,2 + 35,6 = 153,8 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (4.17)$$

Tlak páry na vstupu do ODP

$$p_{ODP} = f(t_{ODP}) = 5,2668 \text{ [bar]}$$

Tlak páry v místě odběru III

$$p_{III} = p_{ODP} \cdot (1 + \Delta p_{ODP}) = 5,2668 \cdot (1 + 0,1) = 5,7935 \text{ [bar]} \quad (4.18)$$

Teplota páry v místě odběru III

$$t_{III} = f(p_{III}) = 157,46 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Entalpie odběrové páry pro ODP ideální

$$i_{ODP,ize} = f(s'_1; p_{ODP}) = 2698,6 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie odběrové páry pro ODP skutečná

$$i_{ODP} = i'_1 - \eta_{tdi,vt} \cdot (i'_1 - i_{ODP,ize}) = 2816,7 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.19)$$

4.2.5 Návrh vysokotlakých ohříváků

4.2.5.1 Vysokotlaký ohřívák 1

Vysokotlaký ohřívák 1 (VTO1) je v pořadí čtvrtým regeneračním ohřevem. Vstupuje zde napájecí voda, která má díky napájecímu čerpadlu mírně větší parametry než na výstupu z odplynovaku. Poměrný ohřev volím stejný jako na nízkotlakých ohřívácích. Koncový teplotní rozdíl volím rozdíl $\delta_{VTO} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlakové ztráty páry v potrubí $\Delta p_{VTO} = 5 \text{ \%}$.

Parametry vody pro VTO1:

Teplota NV na vstupu do VTO1

$$t_{nv31} = 156,2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Teplota NV na výstupu z VTO1

$$t_{nv4} = t_{nv3} + \Delta t_{ohřátí} = 153,8 + 35,6 = 189,4 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.20)$$

Entalpie NV na vstupu do VTO1

$$i_{nv31} = f(t_{nv31}) = 659,16 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie NV na výstupu z VTO1

$$i_{nv4} = f(t_{nv4}) = 804,75 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Parametry páry pro VTO1

Pomocná teplota páry na vstupu do VTO1

$$t_{VTO1,pom} = t_{nv3} + \Delta t_{ohřátí} + \delta_{VTO} = 153,8 + 35,6 + 5 = 194,4 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.21)$$

Tlak páry na vstupu do VTO1

$$p_{VTO1} = f(t_{VTO1,pom}) = 13,81 \text{ [bar]}$$

Tlak páry v místě odběru IV

$$p_{IV} = p_{VTO1} \cdot (1 + \Delta p_{NTO}) = 13,81 \cdot (1 + 0,05) = 14,5 \text{ [bar]} \quad (4.22)$$

Entalpie odběrové páry pro VTO1 ideální

$$i_{VTO1,ize} = f(s'_1; p_{VTO1}) = 2890,3 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie odběrové páry pro VTO1 skutečná

$$i_{VTO1} = i'_1 - \eta_{tdi,vt} \cdot (i'_1 - i_{VTO1,ize}) = 2978,9 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.23)$$

Teplota páry na vstupu do VTO1

$$t_{VTO1} = f(p_{VTO1}; i_{VTO1}) = 271,94 \text{ [}^\circ\text{C}]$$

Teplota páry v místě odběru IV

$$t_{IV} = f(p_{IV}; i_{VTO1}) = 272,94 \text{ [}^\circ\text{C}]$$

Teplota zkondenzované páry v VTO1

$$t'_{k3} = t_{nv31} + \delta_{VTO} = 156,2 + 5 = 161,2 \text{ [}^\circ\text{C}] \quad (4.24)$$

Entalpie zkondenzované páry v VTO1

$$i'_{k3} = f(t'_{k3}) = 680,86 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

4.2.5.2 Vysokotlaký ohřívák 2

Postup výpočtu pro vysokotlaký ohřívák 2 (VTO2) je stejný jako pro VTO1.

Parametry vody pro VTO2:

Teplota NV na výstupu z VTO2

$$t_{nv5} = t_{nv4} + \Delta t_{ohřátí} = 189,4 + 35,6 = 225 \text{ [}^\circ\text{C]} \equiv t_{nv} \quad (4.25)$$

Entalpie NV na výstupu z VTO2

$$i_{nv5} = f(t_{nv5}) = 966,76 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Parametry páry pro VTO2

Pomocná teplota páry na vstupu do VTO2

$$t_{VTO2,pom} = t_{nv4} + \Delta t_{ohřátí} + \delta_{VTO} = 189,4 + 35,6 + 5 = 230 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.26)$$

Tlak páry na vstupu do VTO2

$$p_{VTO2} = f(t_{VTO2,pom}) = 27,97 \text{ [bar]}$$

Tlak páry v místě odběru V

$$p_V = p_{VTO2} \cdot (1 + \Delta p_{NTO}) = 27,97 \cdot (1 + 0,05) = 29,37 \text{ [bar]} \quad (4.27)$$

Entalpie odběrové páry pro VTO2 ideální

$$i_{VTO2,ize} = f(s'_1; p_{VTO2}) = 3059 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie odběrové páry pro VTO2 skutečná

$$i_{VTO2} = i'_1 - \eta_{tdi,vt} \cdot (i'_1 - i_{VTO2,ize}) = 3121,58 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.28)$$

Teplota páry na vstupu do VTO2

$$t_{VTO2} = f(p_{VTO2}; i_{VTO2}) = 350,4 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Teplota páry v místě odběru V

$$t_V = f(p_V; i_{VTO2}) = 351,75 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Teplota zkondenzované páry v VTO2

$$t'_{k4} = t_{nv4} + \delta_{VTO} = 189,4 + 5 = 194,4 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.29)$$

Entalpie zkondenzované páry v VTO2

$$i'_{k4} = f(t'_{k4}) = 827,1 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

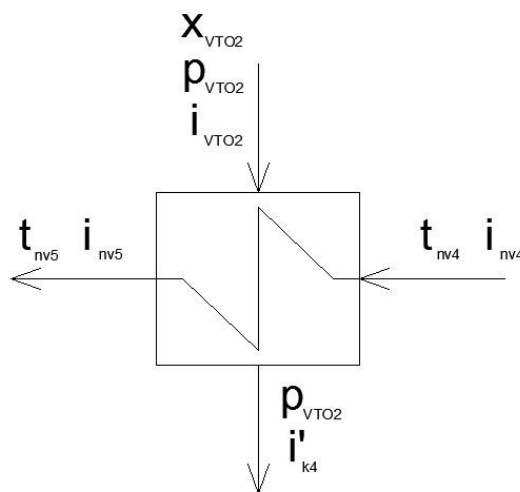
4.2.6 Množství admisní páry

Množství admisní páry je stanoveno tak, aby bylo dosaženo zadaného elektrického výkonu. Dle literatury [1] provedu nejprve výpočet poměrných velikostí odběrů pomocí tepelné bilance ohříváků a poté stanovím množství admisní páry.

4.2.6.1 Výpočet poměrných velikostí odběrů

Uvažuji účinnost vysokotlakých ohříváků $\eta_{VTO} = 98 \%$, účinnost nízkotlakých ohříváků včetně odplyňováku $\eta_{NTO} = 99 \%$.

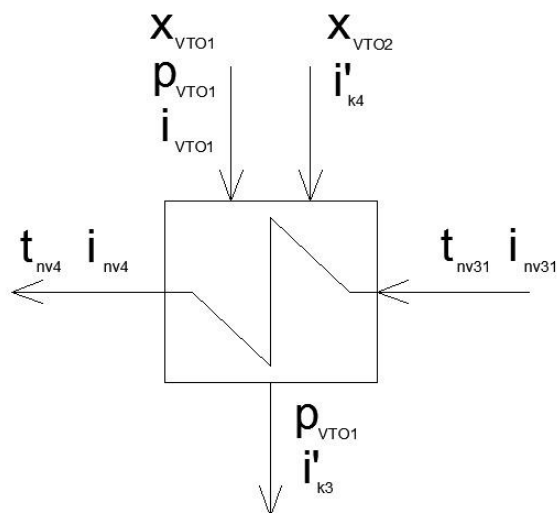
Jednotkové množství x_{VTO2} pro VTO2



Obr. 4.2 Schéma VTO2 [vlastní výroba]

$$x_{VTO2} = \frac{i_{nv5} - i_{nv4}}{(i_{VTO2} - i'_{k4}) \cdot \eta_{VTO}} = \frac{966,76 - 804,75}{(3121,58 - 827,1) \cdot 0,98} = 0,07205 \text{ [1]} \quad (4.30)$$

Jednotkové množství x_{VTO1} pro VTO1

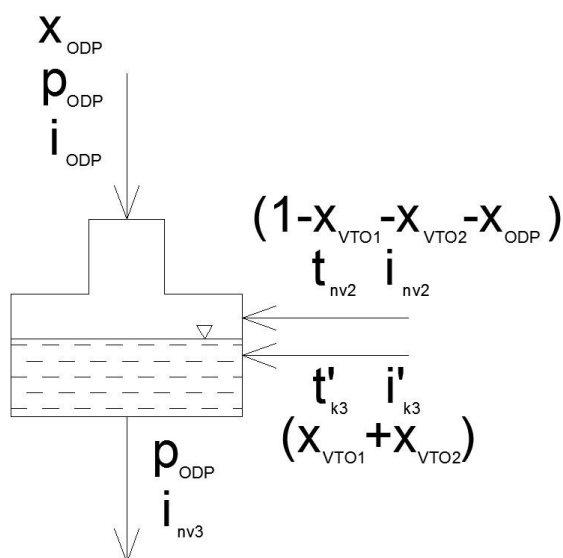


Obr. 4.3 Schéma VTO1 [vlastní výroba]

$$x_{VTO1} = \frac{(i_{nv4} - i_{nv31}) - x_{VTO2} \cdot \eta_{VTO} \cdot (i'_{k4} - i'_{k3})}{(i_{VTO1} - i'_{k3}) \cdot \eta_{VTO}} \quad [1] \quad (4.31)$$

$$x_{VTO1} = \frac{(804,75 - 659,16) - 0,07205 \cdot 0,98 \cdot (827,1 - 680,86)}{(2978,9 - 680,86) \cdot 0,98} = 0,06007 \quad [1]$$

Jednotkové množství x_{ODP} pro odplyňovák



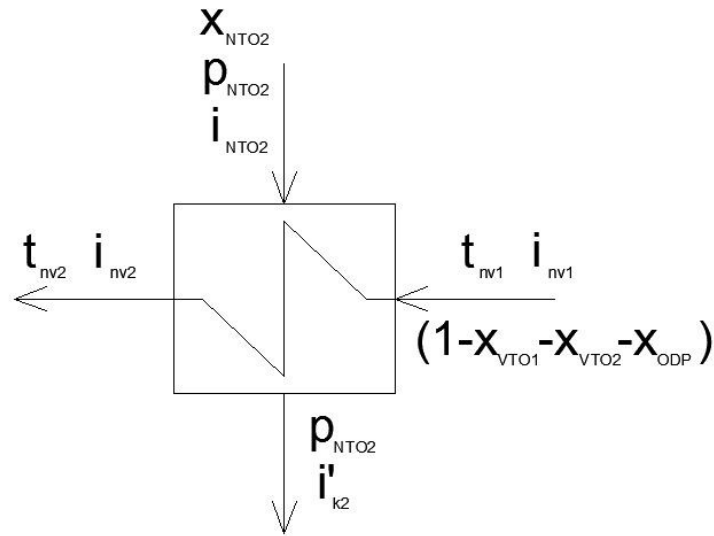
Obr. 4.4 Schéma odplyňováku [vlastní výroba]

$$x_{ODP} = \frac{(1 - x_{VTO2} - x_{VTO1} - x_{ODP}) \cdot (i_{nv3} - i_{nv2}) - (x_{VTO2} + x_{VTO1}) \cdot \eta_{NTO} \cdot (i'_{k3} - i_{nv3})}{(i_{ODP} - i_{nv3}) \cdot \eta_{ODP}}$$

$$x_{ODP} \cdot (2816,7 - 648,6) \cdot 0,99 = (1 - 0,07205 - 0,06007 - x_{ODP}) \cdot (648,6 - 496,17) - (0,07205 + 0,06007) \cdot 0,9 \cdot (680,86 - 648,6) \quad (4.32)$$

$$x_{ODP} = 0,05571 [1]$$

Jednotkové množství x_{NTO2} pro NTO2

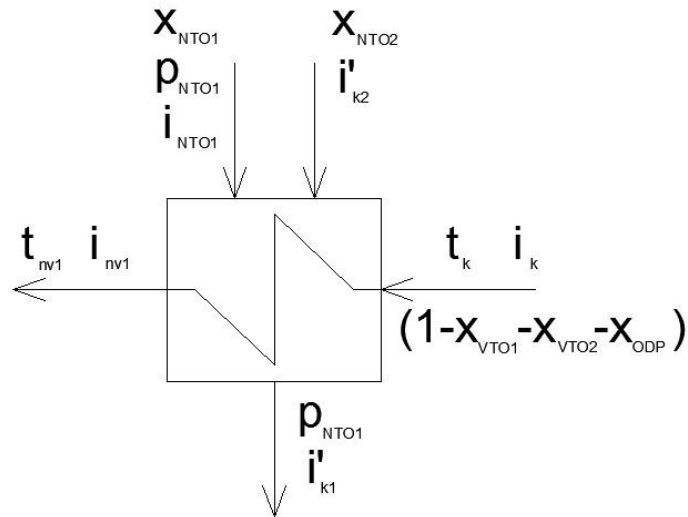


Obr. 4.5 Schéma NTO2 [vlastní výroba]

$$x_{NTO2} = \frac{(1 - x_{VTO2} - x_{VTO1} - x_{ODP}) \cdot (i_{nv2} - i_{nv1})}{(i_{NTO2} - i'_{k2}) \cdot \eta_{NTO}} [1] \quad (4.33)$$

$$x_{NTO2} = \frac{(1 - 0,07205 - 0,06007 - 0,05571) \cdot (496,17 - 345,93)}{(2683,7 - 362,74) \cdot 0,99} = 0,05310 [1]$$

Jednotkové množství x_{NTO1} pro NTO1



Obr. 4.6 Schéma NTO1 [vlastní výroba]

$$x_{NTO1} = \frac{(1 - x_{VTO2} - x_{VTO1} - x_{ODP}) \cdot (i_{nv1} - i_k) - x_{NTO2} \cdot \eta_{NTO} \cdot (i'_{k2} - i'_{k1})}{(i_{NTO1} - i'_{k1}) \cdot \eta_{NTO}} [1] \quad (4.34)$$

$$x_{NT01} \cdot (2523,1 - 213,53) \cdot 0,99 = (1 - 0,07205 - 0,06007 - 0,05571) \cdot (345,93 - 196,8) - 0,0531 \cdot 0,99 \cdot (362,74 - 213,53)$$

$$x_{NT01} = 0,04954 [1]$$

4.2.6.2 Výpočet množství admisní páry

Vycházím ze zadaného výkonu na svorkách generátoru $P_{SV} = 50 \text{ MW}$. Výslednou hodnotu zvýším o ztráty v turbíně (mechanické) dané mechanickou účinností $\eta_{mech} = 99,67 \%$, ztráty v převodu dané účinností převodovky $\eta_{př} = 98,9 \%$ a ztráty v elektrickém generátoru dané účinností generátoru $\eta_{gen} = 98,43 \%$.

$$\dot{m}_{ap} = \frac{P_{SV}}{\eta_{př} \cdot \eta_{gen} \cdot \eta_{mech}} \cdot ((i_1 - i_{VTO2}) + (1 - x_{VTO2}) \cdot (i_{VTO2} - i_{VTO1}) + (1 - x_{VTO2} - x_{VTO1}) \cdot (i_{VTO1} - i_{ODP}) + (1 - x_{VTO2} - x_{VTO1} - x_{ODP}) \cdot (i_{ODP} - i_{NT02}) + (1 - x_{VTO2} - x_{VTO1} - x_{ODP} - x_{NT02}) \cdot (i_{NT02} - i_{NT01}) + (1 - x_{VTO2} - x_{VTO1} - x_{ODP} - x_{NT02} - x_{NT01}) \cdot (i_{NT01} - i_2))^{-1} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.35)$$

$$\dot{m}_{ap} = \frac{50000}{0,989 \cdot 0,9843 \cdot 0,9967} \cdot ((3465,4 - 3121,6) + (1 - 0,07205) \cdot (3121,6 - 2978,9) + (1 - 0,07205 - 0,06007) \cdot (2978,9 - 2816,7) + (1 - 0,07205 - 0,06007 - 0,05571) \cdot (2816,7 - 2683,7) + (1 - 0,07205 - 0,06007 - 0,05571 - 0,0531) \cdot (2683,7 - 2523,1) + (1 - 0,07205 - 0,06007 - 0,05571 - 0,0531 - 0,04954) \cdot (2523,1 - 2334,3))^{-1}$$

$$\dot{m}_{ap} = 52,54 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

4.2.6.3 Výpočet množství jednotlivých odběrů

Množství páry pro VTO2

$$\dot{m}_{VTO2} = x_{VTO2} \cdot \dot{m}_{ap} = 0,07205 \cdot 52,54 = 3,7853 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.36)$$

Množství páry pro VTO1

$$\dot{m}_{VTO1} = x_{VTO1} \cdot \dot{m}_{ap} = 0,06007 \cdot 52,54 = 3,1559 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.37)$$

Množství páry pro odplynovák

$$\dot{m}_{ODP} = x_{ODP} \cdot \dot{m}_{ap} = 0,05571 \cdot 52,54 = 2,9271 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.38)$$

Množství páry pro NTO2

$$\dot{m}_{NTO2} = x_{NTO2} \cdot \dot{m}_{ap} = 0,05310 \cdot 52,54 = 2,7901 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.39)$$

Množství páry pro NTO1

$$\dot{m}_{NTO1} = x_{NTO1} \cdot \dot{m}_{ap} = 0,04954 \cdot 52,54 = 2,6030 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.40)$$

Množství emisní páry

$$\dot{m}_{ep} = \dot{m}_{ap} - \sum \dot{m}_{odberů} = 37,279 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.41)$$

4.2.7 Výkon turbíny

$$P_t = \frac{P_{SV}}{\eta_{mech} \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{gen}} = \frac{50000}{0,9967 \cdot 0,989 \cdot 0,9843} = 51532,57 \text{ [kW]} \quad (4.42)$$

4.2.8 Měrná spotřeba páry

$$C_{pgen1} = \frac{\dot{m}_{ap} \cdot 3600}{P_{SV}} = \frac{52,54 \cdot 3600}{50000} = 3,7829 \text{ [kg} \cdot \text{kWh}^{-1}] \quad (4.43)$$

4.2.9 Tepelná účinnost cyklu bez přehřívání páry

$$\eta_{ti1} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_{nv5}} \cdot 100 = \frac{3465,4 - 2334,3}{3465,4 - 966,76} \cdot 100 = 45,27 \text{ [%]} \quad (4.44)$$

4.3 Tepelný cyklus s přehříváním páry

Parametry páry na vstupu do turbíny jsou stejné jako u tepelného cyklu bez přehřívání páry (viz kap. 4.2.1).

4.3.1 Parametry páry na výstupu z VT dílu

Výstupní tlak volím stejný jako odběrový tlak pro VTO2 ve výpočtu tepelného cyklu bez přehřívání páry $p_2 = 29,37$ bar. Hodnoty entalpie a teploty páry na výstupu z VT dílu budou rovněž totožné s parametry odběrové páry pro VTO2 v oběhu bez přehřívání páry.

4.3.2 Parametry páry na vstupu do STNT dílu

Mezi výstupem z VT dílu a vstupem do STNT dílu se pára přehřívá v kotli. Tlaková ztráta přehříváku je vyčíslena na 10 % z tlaku p_2 . Další pokles tlaku nastává při průchodu páry do STNT dílu přes ventily, zde volím tlakovou ztrátu $\Delta p_{stnt} = 1,5$ %. Množství přehřáté páry je nižší o množství odběru do VTO2.

Parametry páry za před ventily:

Teplota páry	$t_3 = 540$ [°C]
Tlak páry	$p_3 = 26,43$ [bar]
Entalpie páry	$i_3 = f(t_3; p_3) = 3550,6$ [kJ · kg ⁻¹]

Parametry páry za regulačním ventilem:

Tlakové ztráty	$\Delta p_{stnt} = 1,5$ [%]
Tlak páry	$p'_3 = p_3 - (p_3 \cdot \Delta p_{stnt}) = 26,43 - (26,43 \cdot 0,015) = 26,04$ [bar]
Teplota páry	$t'_3 = f(i_3; p'_3) = 539,8$ [°C]
Entalpie páry	$i'_3 = i_3 = 3550,6$ [kJ · kg ⁻¹]
Entropie páry	$s'_3 = f(t'_3; p'_3) = 7,4178$ [kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]

4.3.3 Parametry páry na výstupu z STNT dílu

Teplota a tlak páry na výstupu z turbíny je obdobná jako výstupní hodnoty cyklu bez přehřívání páry (viz kap. 4.2.2).

Teplota emisní páry	$t_k = t_4 = 46$ [°C]
Tlak emisní páry	$p_4 = 0,01111$ [bar]

Entalpie páry na výstupu z turbíny

Entalpii emisní páry jsem určil pomocí termodynamické účinnosti STNT dílu turbíny, kterou jsem odhadl opět z grafu č. 1.

Termodynamická účinnost STNT dílu $\eta_{tdi, stnt} = 89 [\%]$

Entalpie emisní páry po ideální expanzi $i_{4,ize} = f(s'_3; p_4) = 2364,7 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$

Skutečná entalpie emisní páry $i_4 = i'_3 - \eta_{tdi, stnt} \cdot (i'_3 - i_{4,ize}) = 2495,2 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$

Entropie emisní páry $s_4 = f(t_k; i_4) = 7,8663 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

4.3.4 Návrh nízkotlakých ohříváků

Ohřev napájecí vody (NV) je stejně jako při oběhu bez přehřívání páry rozdělen mezi 5 teplosměnných ploch. Odvod kondenzátu z ohříváků je opět proveden kaskádovým způsobem zapojení a poměrný ohřev napájecí vody je stejný jako u cyklu bez přehřevu páry (viz rovnice 4.5).

$$\Delta t_{ohřátí} = \frac{t_{nv} - t_{k0}}{5} = \frac{225 - 47}{5} = 35,6 [^{\circ}\text{C}]$$

4.3.4.1 Nízkotlaký ohřívák 1

Výpočet totožný s kapitolou 4.2.3.2.

Parametry vody pro NTO1:

Teplota NV na vstupu do NTO1

$$t_{k0} = 47 [^{\circ}\text{C}]$$

Teplota NV na výstupu z NTO1 (viz rovnice 4.6)

$$t_{nv1} = t_{k0} + \Delta t_{ohřátí} = 47 + 35,6 = 82,6 [^{\circ}\text{C}]$$

Entalpie NV na vstupu do NTO1

$$i_k = f(t_k) = 196,8 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie NV na výstupu z NTO1

$$i_{nv1} = f(t_{nv1}) = 345,93 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Parametry páry pro NTO1

Teplota páry na vstupu do NTO1 (viz rovnice 4.7)

$$t_{NTO1} = t_{k0} + \Delta t_{ohřátí} + \delta_{NTO} = 47 + 35,6 + 4 = 86,6 [^{\circ}\text{C}]$$

Tlak páry na vstupu do NTO1

$$p_{NTO1} = f(t_{NTO1}) = 0,6159 [\text{bar}]$$

Tlak páry v místě odběru I (viz rovnice 4.8)

$$p_I = p_{NTO1} \cdot (1 + \Delta p_{NTO}) = 0,6159 \cdot (1 + 0,05) = 0,6467 [\text{bar}]$$

Teplota páry v místě odběru I

$$t_I = f(p_I) = 87,862 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Entalpie odběrové páry pro NTO1 ideální

$$i_{NTO1,ize} = f(s'_3; p_{NTO1}) = 2616,4 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Entalpie odběrové páry pro NTO1 skutečná

$$i_{NTO1} = i'_3 - \eta_{tdi,stnt} \cdot (i'_3 - i_{NTO1,ize}) = 2719,2 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]} \quad (4.45)$$

Teplota zkondenzované páry v NTO1 (viz rovnice 4.10)

$$t'_{k1} = t_{k0} + \delta_{NTO} = 47 + 4 = 51 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Entalpie zkondenzované páry v NTO1

$$i'_{k1} = f(t'_{k1}) = 213,53 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

4.3.4.2 Nízkotlaký ohřívák 2

Postup výpočtu pro nízkotlaký ohřívák 2 (NTO2) je totožný s kapitolou 4.2.3.3.

Parametry vody pro NTO2:

Teplota NV na výstupu z NTO2 (viz rovnice 4.11)

$$t_{nv2} = t_{nv1} + \Delta t_{ohřátí} = 82,6 + 35,6 = 118,2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Entalpie NV na výstupu z NTO2

$$i_{nv2} = f(t_{nv2}) = 496,17 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Parametry páry pro NTO2

Teplota páry na vstupu do NTO2 (viz rovnice 4.12)

$$t_{NTO2} = t_{nv1} + \Delta t_{ohřátí} + \delta_{NTO} = 82,6 + 35,6 + 4 = 122,2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Tlak páry na vstupu do NTO2

$$p_{NTO2} = f(t_{NTO2}) = 2,1291 \text{ [bar]}$$

Tlak páry v místě odběru II (viz rovnice 4.13)

$$p_{II} = p_{NTO2} \cdot (1 + \Delta p_{NTO}) = 2,1291 \cdot (1 + 0,05) = 2,2356 \text{ [bar]}$$

Teplota páry v místě odběru II

$$t_{II} = f(p_{II}) = 123,77 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Entalpie odběrové páry pro NTO2 ideální

$$i_{NTO2,ize} = f(s'_3; p_{NTO2}) = 2842 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Entalpie odběrové páry pro NTO2 skutečná

$$i_{NTO2} = i'_3 - \eta_{tdi,stnt} \cdot (i'_3 - i_{NTO2,ize}) = 2919,9 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]} \quad (4.46)$$

Teplota zkondenzované páry v NTO2 (viz rovnice 4.15)

$$t'_{k2} = t_{nv1} + \delta_{NTO} = 82,6 + 4 = 86,6 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Entalpie zkondenzované páry v NTO2

$$i'_{k2} = f(t'_{k2}) = 362,74 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

4.3.5 Odplyňovák s napájecí nádrží

Výpočet obdobný jako v kapitole 4.2.4.

Parametry vody pro ODP:

Teplota NV na výstupu z ODP (viz rovnice 4.16)

$$t_{nv3} = t_{nv2} + \Delta t_{ohřátí} = 118,2 + 35,6 = 153,8 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Entalpie NV na výstupu z ODP

$$i_{nv3} = f(t_{nv3}) = 648,6 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Parametry páry pro ODP

Teplota páry na vstupu do ODP (viz rovnice 4.17)

$$t_{ODP} = t_{nv2} + \Delta t_{ohřátí} = 118,2 + 35,6 = 153,8 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Tlak páry na vstupu do ODP

$$p_{ODP} = f(t_{ODP}) = 5,2668 \text{ [bar]}$$

Tlak páry v místě odběru III (viz rovnice 4.18)

$$p_{III} = p_{ODP} \cdot (1 + \Delta p_{ODP}) = 5,2668 \cdot (1 + 0,1) = 5,7935 \text{ [bar]}$$

Teplota páry v místě odběru III

$$t_{III} = f(p_{III}) = 157,46 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Entalpie odběrové páry pro ODP ideální

$$i_{ODP,ize} = f(s'_3; p_{ODP}) = 3053,2 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie odběrové páry pro ODP skutečná

$$i_{ODP} = i'_3 - \eta_{tdi,stnt} \cdot (i'_3 - i_{ODP,ize}) = 3107,9 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.47)$$

4.3.6 Návrh vysokotlakých ohříváků

4.3.6.1 Vysokotlaký ohřívák 1

Výpočet stejný jako u kapitoly 4.2.5.1

Parametry vody pro VTO1:

Teplota NV na vstupu do VTO1

$$t_{nv31} = 156,24 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Teplota NV na výstupu z VTO1 (viz rovnice 4.20)

$$t_{nv4} = t_{nv3} + \Delta t_{ohřátí} = 153,8 + 35,6 = 189,4 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Entalpie NV na vstupu do VTO1

$$i_{nv31} = f(t_{nv31}) = 659,16 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie NV na výstupu z VTO1

$$i_{nv4} = f(t_{nv4}) = 804,75 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Parametry páry pro VTO1

Pomocná teplota páry na vstupu do VTO1 (viz rovnice 4.21)

$$t_{VTO1,pom} = t_{nv3} + \Delta t_{ohřátí} + \delta_{VTO} = 153,8 + 35,6 + 5 = 194,4 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Tlak páry na vstupu do VTO1

$$p_{VTO1} = f(t_{VTO1,pom}) = 13,81 \text{ [bar]}$$

Tlak páry v místě odběru IV (viz rovnice 4.22)

$$p_{IV} = p_{VTO1} \cdot (1 + \Delta p_{NTO}) = 13,81 \cdot (1 + 0,05) = 14,5 \text{ [bar]}$$

Entalpie odběrové páry pro VTO1 ideální

$$i_{VTO1,ize} = f(s'_3; p_{VTO1}) = 3331,9 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie odběrové páry pro VTO1 skutečná

$$i_{VTO1} = i'_3 - \eta_{tdi,stnt} \cdot (i'_3 - i_{VTO1,ize}) = 3356 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.48)$$

Teplota páry na vstupu do VTO1

$$t_{VTO1} = f(p_{VTO1}; i_{VTO1}) = 445,2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Teplota páry v místě odběru IV

$$t_{IV} = f(p_{IV}; i_{VTO1}) = 445,6 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Teplota zkondenzované páry v VTO1 (viz rovnice 4.24)

$$t'_{k3} = t_{nv31} + \delta_{VTO} = 156,2 + 5 = 161,2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Entalpie zkondenzované páry v VTO1

$$i'_{k3} = f(t'_{k3}) = 680,86 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

4.3.6.2 Vysokotlaký ohřívák 2

Parametry vody pro VTO2:

Teplota NV na výstupu z VTO2 (viz rovnice 4.25)

$$t_{nv5} = t_{nv4} + \Delta t_{ohřátí} = 189,4 + 35,6 = 225 \text{ [}^\circ\text{C]} \equiv t_{nv}$$

Entalpie NV na výstupu z VTO2

$$i_{nv5} = f(t_{nv5}) = 966,76 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Parametry páry pro VTO2

Tlak páry v místě odběru V

$$p_V = p_2 = 29,37 \text{ [bar]}$$

Tlak páry na vstupu do VTO2

$$p_{VTO2} = p_V \cdot (1 - \Delta p_{NTO}) = 29,37 \cdot (1 - 0,05) = 27,9 \text{ [bar]} \quad (4.49)$$

Entalpie odběrové páry pro VTO2 ideální

$$i_{VTO2,ize} = f(s'_1; p_{VTO2}) = 3058,4 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie odběrové páry pro VTO2 skutečná

$$i_{VTO2} = i'_1 - \eta_{tdi,vt} \cdot (i'_1 - i_{VTO2,ize}) = 3121 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.50)$$

Teplota páry na vstupu do VTO2

$$t_{VTO2} = f(p_{VTO2}; i_{VTO2}) = 350,1 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Teplota páry v místě odběru V

$$t_V = f(p_V; i_{VTO2}) = 351,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Teplota zkondenzované páry v VTO2 (viz rovnice 4.29)

$$t'_{k4} = t_{nv4} + \delta_{VTO} = 189,4 + 5 = 194,4 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Entalpie zkondenzované páry v VTO2

$$i'_{k4} = f(t'_{k4}) = 827,1 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

4.3.7 Množství admisní páry

Množství admisní páry je vypočteno stejným způsobem jako množství admisní páry pro tepelný cyklus bez přehřívání páry.

4.3.7.1 Výpočet poměrných velikostí odběrů

Účinnost vysokotlakých ohříváků volím $\eta_{VTO} = 98 \text{ [%]}$, účinnost nízkotlakých ohříváků včetně odplynováku $\eta_{NTO} = 99 \text{ [%]}$.

Jednotkové množství x_{VTO2} pro VTO2

$$x_{VTO2} = \frac{i_{nv5} - i_{nv4}}{(i_{VTO2} - i'_{k4}) \cdot \eta_{VTO}} = \frac{966,76 - 804,75}{(3121 - 827,1) \cdot 0,98} = 0,07206 \text{ [1]} \quad (4.51)$$

Jednotkové množství x_{VTO1} pro VTO1

$$x_{VTO1} = \frac{(i_{nv4} - i_{nv31}) - x_{VTO2} \cdot \eta_{VTO} \cdot (i'_{k4} - i'_{k3})}{(i_{VTO1} - i'_{k3}) \cdot \eta_{VTO}} \text{ [1]} \quad (4.52)$$

$$x_{VTO1} = \frac{(804,75 - 659,16) - 0,07206 \cdot 0,98 \cdot (827,1 - 680,86)}{(3356 - 680,86) \cdot 0,98} = 0,0516 \text{ [1]}$$

Jednotkové množství x_{ODP} pro odplynovák

$$x_{ODP} = \frac{(1 - x_{VTO2} - x_{VTO1} - x_{ODP}) \cdot (i_{nv3} - i_{nv2}) - (x_{VTO2} + x_{VTO1}) \cdot \eta_{NTO} \cdot (i'_{k3} - i_{nv3})}{(i_{ODP} - i_{nv3}) \cdot \eta_{ODP}} \quad (4.53)$$

$$\begin{aligned}
x_{ODP} \cdot (3107,9 - 648,6) \cdot 0,99 &= (1 - 0,07205 - 0,0516 - x_{ODP}) \cdot (648,6 - 496,17) - \\
&- (0,07206 + 0,0516) \cdot 0,99 \cdot (680,86 - 648,6) \\
x_{ODP} &= 0,04963 [1]
\end{aligned}$$

Jednotkové množství x_{NTO2} pro NTO2

$$\begin{aligned}
x_{NTO2} &= \frac{(1 - x_{VTO2} - x_{VTO1} - x_{ODP}) \cdot (i_{nv2} - i_{nv1})}{(i_{NTO2} - i'_{k2}) \cdot \eta_{NTO}} [1] \quad (4.54) \\
x_{NTO2} &= \frac{(1 - 0,07206 - 0,0516 - 0,04963) \cdot (496,17 - 345,93)}{(2919,9 - 362,74) \cdot 0,99} = 0,04906 [1]
\end{aligned}$$

Jednotkové množství x_{NTO1} pro NTO1

$$\begin{aligned}
x_{NTO1} &= \frac{(1 - x_{VTO2} - x_{VTO1} - x_{ODP}) \cdot (i_{nv1} - i_k) - x_{NTO2} \cdot \eta_{NTO} \cdot (i'_{k2} - i'_{k1})}{(i_{NTO1} - i'_{k1}) \cdot \eta_{NTO}} [1] \quad (4.55) \\
x_{NTO1} \cdot (2719,2 - 213,53) \cdot 0,99 &= (1 - 0,07206 - 0,0516 - 0,04963) \cdot (345,93 - \\
&- 196,8) - 0,04906 \cdot 0,99 \cdot (362,74 - 213,53) \\
x_{NTO1} &= 0,04678 [1]
\end{aligned}$$

4.3.7.2 Výpočet množství admisní páry

Stejný postup jako při výpočtu množství admisní páry pro oběh bez přehřívání páry.

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{ap} &= \frac{P_{SV}}{\eta_{př} \cdot \eta_{gen} \cdot \eta_{mec h}} \cdot ((i_1 - i_{VTO2}) + (1 - x_{VTO2}) \cdot (i_3 - i_{VTO1}) + (1 - x_{VTO2} - \\
&- x_{VTO1}) \cdot (i_{VTO1} - i_{ODP}) + (1 - x_{VTO2} - x_{VTO1} - x_{ODP}) \cdot (i_{ODP} - i_{NTO2}) + (1 - \\
&- x_{VTO2} - x_{VTO1} - x_{ODP} - x_{NTO2}) \cdot (i_{NTO2} - i_{NTO1}) + (1 - x_{VTO2} - x_{VTO1} - x_{ODP} - \\
&- x_{NTO2} - x_{NTO1}) \cdot (i_{NTO1} - i_4))^{-1} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.56)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{ap} &= \frac{50000}{0,989 \cdot 0,9843 \cdot 0,9967} \cdot ((3465,4 - 3121) + (1 - 0,07206) \cdot (3550,6 - \\
&- 3356) + (1 - 0,07206 - 0,0516) \cdot (3356 - 3107,9) + (1 - 0,07206 - 0,0516 - \\
&- 0,04963) \cdot (3107,9 - 2919,9) + (1 - 0,07206 - 0,0516 - 0,04963 - 0,04906) \cdot \\
&\cdot (2919,9 - 2719,2) + (1 - 0,07206 - 0,0516 - 0,04963 - 0,04906 - 0,04678) \cdot \\
&\cdot (2719,2 - 2495,2))^{-1} \\
\dot{m}_{ap} &= 42,324 [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]
\end{aligned}$$

4.3.7.3 Výpočet množství jednotlivých odběrů

Množství páry pro VTO2

$$\dot{m}_{VTO2} = x_{VTO2} \cdot \dot{m}_{ap} = 0,07206 \cdot 42,324 = 3,05 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.57)$$

Množství páry pro VTO1

$$\dot{m}_{VTO1} = x_{VTO1} \cdot \dot{m}_{ap} = 0,0516 \cdot 42,324 = 2,1839 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.58)$$

Množství páry pro odplyňovák

$$\dot{m}_{ODP} = x_{ODP} \cdot \dot{m}_{ap} = 0,04963 \cdot 42,324 = 2,1007 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.59)$$

Množství páry pro NTO2

$$\dot{m}_{NTO2} = x_{NTO2} \cdot \dot{m}_{ap} = 0,04906 \cdot 42,324 = 2,0764 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.60)$$

Množství páry pro NTO1

$$\dot{m}_{NTO1} = x_{NTO1} \cdot \dot{m}_{ap} = 0,04678 \cdot 42,324 = 1,98 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.61)$$

Množství přehřáté páry

$$\dot{m}_{pp} = \dot{m}_{ap} - \dot{m}_{VTO2} = 42,479 - 3,05 = 39,274 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.62)$$

Množství emisní páry

$$\dot{m}_{ep} = \dot{m}_{ap} - \sum \dot{m}_{odběrů} = 30,933 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.63)$$

4.3.8 Výkon turbíny

Hodnota stejná jako výkon turbíny při tepelném cyklu bez přehřívání páry.

$$P_t = 51,533 \text{ [MW]}$$

4.3.9 Měrná spotřeba páry

$$C_{pgen2} = \frac{\dot{m}_{ap} \cdot 3600}{P_{SV}} = \frac{42,324 \cdot 3600}{50000} = 3,0473 \text{ [kg} \cdot \text{kWh}^{-1}] \quad (4.64)$$

4.3.10 Tepelná účinnost cyklu s přehříváním páry

$$\eta_{ti2} = \frac{(i_1 - i_2) + (i_3 - i_4)}{(i_1 - i_{nv5}) + (i_3 - i_2)} \cdot 100 = \frac{(3465,4 - 3121) + (3550,6 - 2495,2)}{(3465,4 - 966,76) + (3550,6 - 3121)} \cdot 100$$
$$\eta_{ti2} = 47,804 \text{ [%]} \quad (4.65)$$

5. Srovnání cyklů

Srovnání obou tepelných cyklů jsem provedl dle dvou hledisek, které zmiňuji v následujících podkapitolách.

5.1 Z hlediska spotřeby páry

Tepelný cyklus bez přehřívání páry potřebuje pro dosažení zadaného elektrického výkonu 50 MW při navržené regeneraci, tedy dvou nízkotlakých ohříváků, odplynováku s napájecí nádrží a dvou vysokotlakých ohříváků 52,54 kg/s admisní páry. Měrná spotřeba páry zde dosahuje hodnoty 3,7829 kg/kWh.

Oproti tomu tepelný cyklus s přehříváním páry, který je detailněji rozebrán v kapitole 3.5.2, potřebuje pro stejný elektrický výkon stálý přísun páry o průtoku 42,324 kg/s. Měrná spotřeba páry činí 3,0473 kg/kWh. Úspora průtoku ve srovnání s tepelným cyklem bez přehřívání činí bezmála 19,5 %.

5.2 Z hlediska tepelné účinnosti

Tepelná účinnost cyklu bez přehřívání páry činí 45,27 %. Už to je vysoká hodnota, a to díky regeneraci, která sama o sobě tepelnou účinnost velice zvyšuje (viz kapitola 3.5.1). Díky zavedení přehřívání páry se tepelná účinnost cyklu zvedne o 2,534 % na finální hodnotu 47,804 %.

Nabízí se otázka, za jakých podmínek se vyplatí zavést přehřívání páry do tepelného cyklu. Jelikož je konstrukce turbíny a ostatních zařízení, počínaje dalším přídavným potrubím přes složitější konstrukci kotle a potřebě dalšího výměníku konče, složitější, využívá se přehřívání páry převážně u elektrárenských bloků, kde je větší investice oprávněná. Naopak u průmyslových parních turbín hraje pro zákazníka každá koruna velkou roli a přehřívání páry by v tomto smyslu pořizovací náklady zvedlo.

6. Vlivnost vstupních parametrů

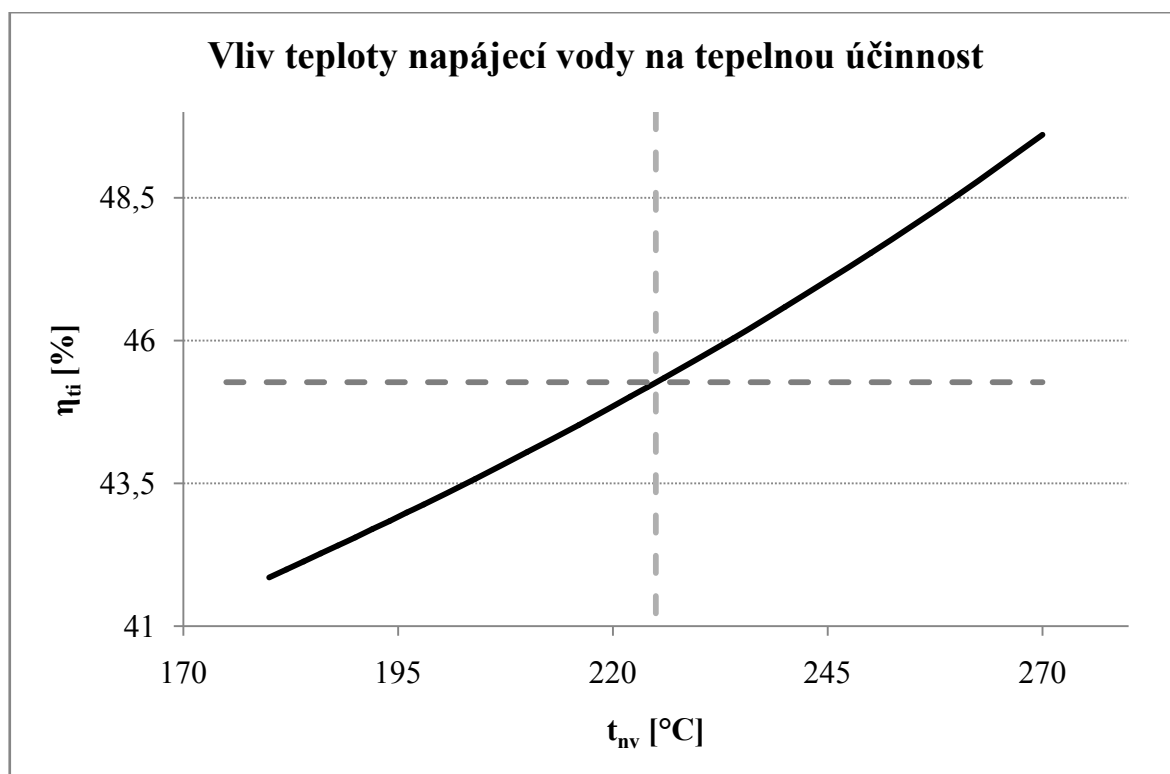
Při vykreslování křivek vlivnosti teploty napájecí vody, teploty chladicí vody, teploty a tlaku admisní páry a teploty přehřáté páry na tepelnou účinnost cyklu a elektrický výkon jsem vycházel z výpočtů užitých v kapitole č. 4, přesněji rovnice číslo 4.42, 4.44 a 4.65. Jedinou proměnnou v celém výpočtu jsem uvažoval vždy ten parametr, který měl na danou křivku vliv, viz následující podkapitoly.

6.1 Vliv na tepelnou účinnost cyklu

Z následujících grafů je patrné, že největší vliv na tepelnou účinnost cyklu má teplota napájecí a chladicí vody. Vliv teploty admisní respektive přehřáté páry je při konstantním tlaku nepatrný.

6.1.1 Vliv teploty napájecí vody

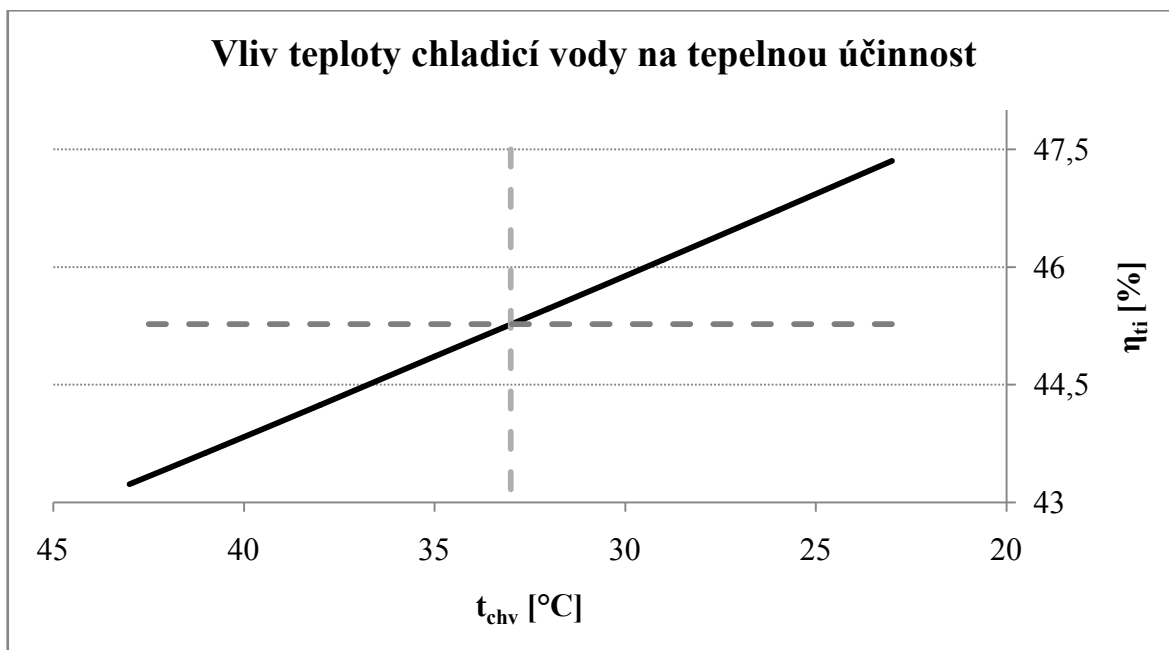
S rostoucí teplotou napájecí vody tepelná účinnost roste.



Graf č. 6-1 Vliv teploty napájecí vody na tepelnou účinnost

6.1.2 Vliv teploty chladicí vody

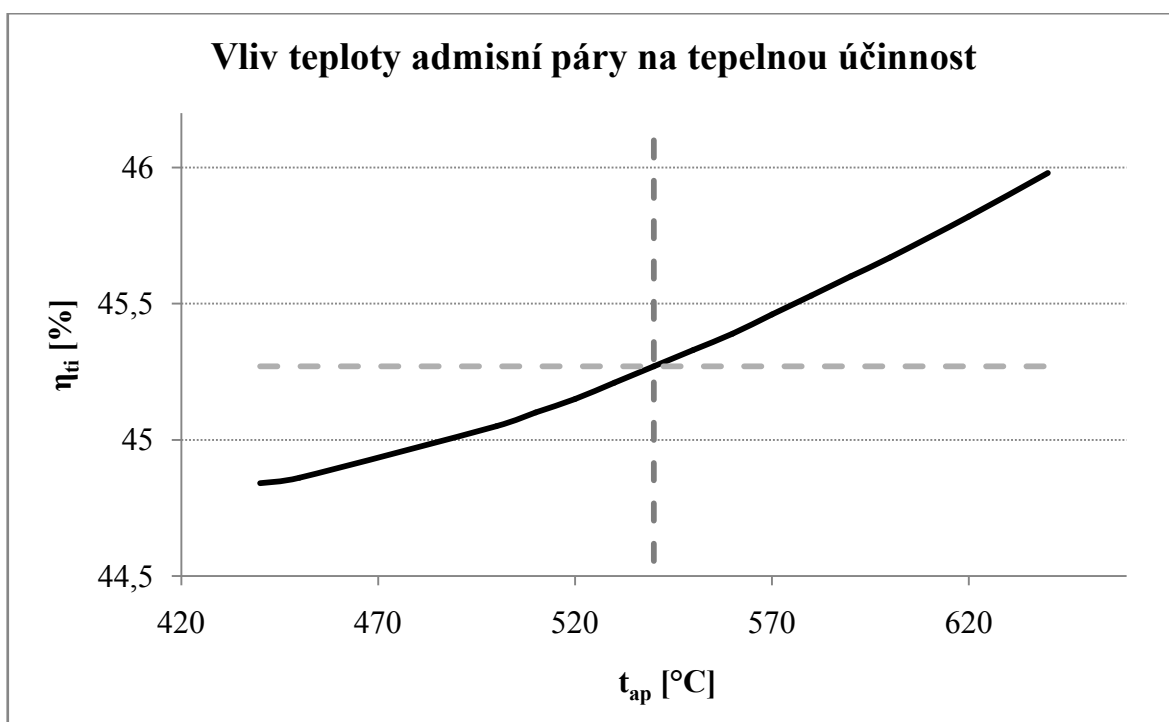
Tepelná účinnost se snižující se teplotou chladicí vody roste.



Graf č. 6-2 Vliv teploty chladicí vody na tepelnou účinnost

6.1.3 Vliv teploty admisní páry

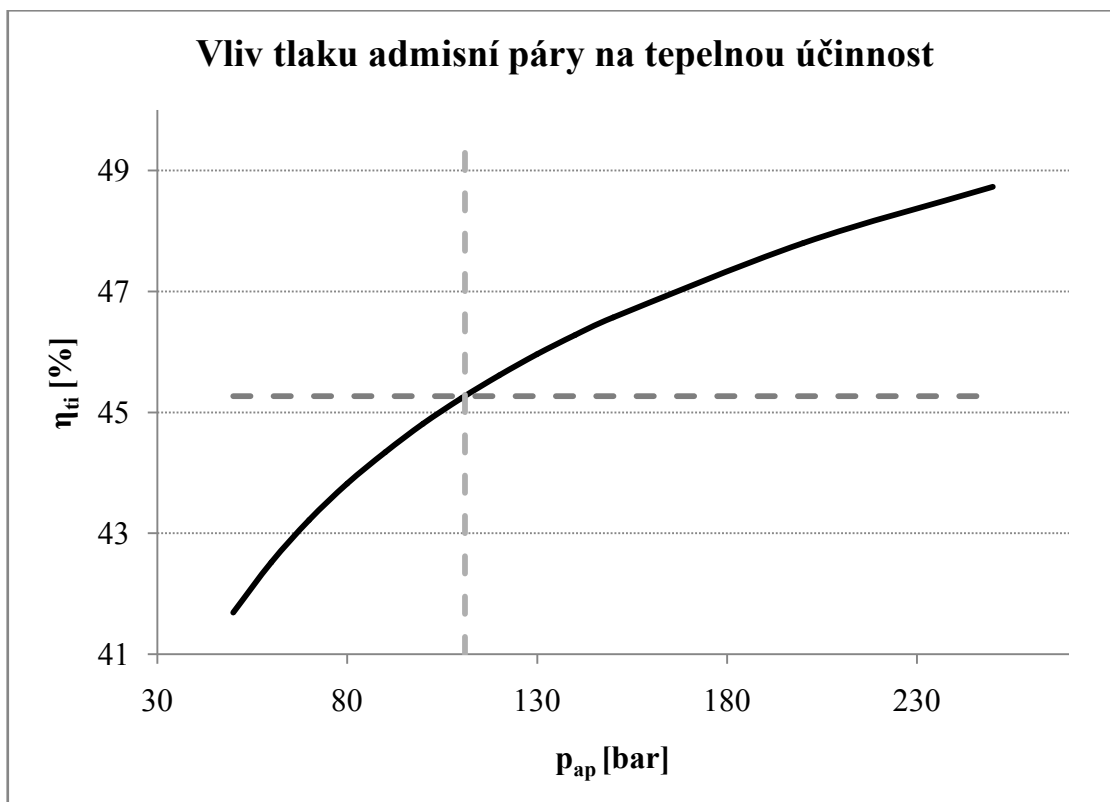
Nepartně se tepelná účinnost zvyšuje s rostoucí teplotou admisní páry.



Graf č. 6-3 Vliv teploty admisní páry na tepelnou účinnost

6.1.4 Vliv tlaku admisní páry

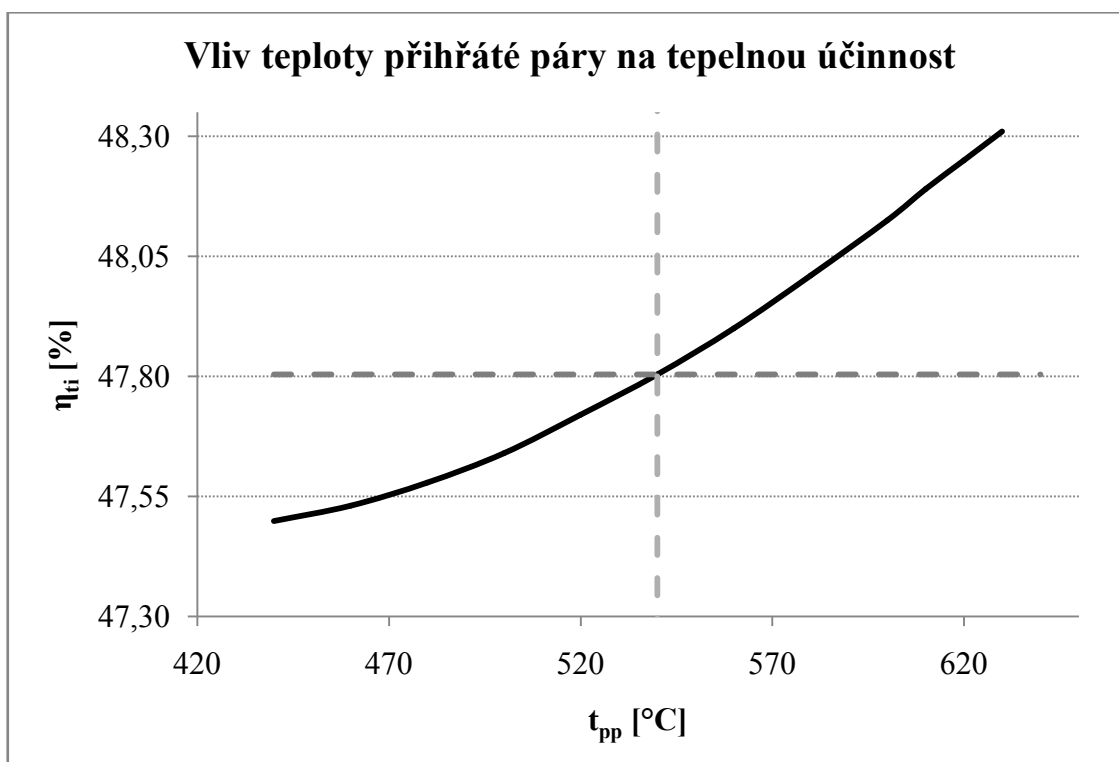
Vyšší tlak admisní páry tepelnou účinnost zvyšuje.



Graf č. 6-4 Vliv tlaku admisní páry na tepelnou účinnost

6.1.5 Vliv teploty přehřáté páry

Vliv teploty přehřáté páry je obdobný jako u změny teploty admisní páry.



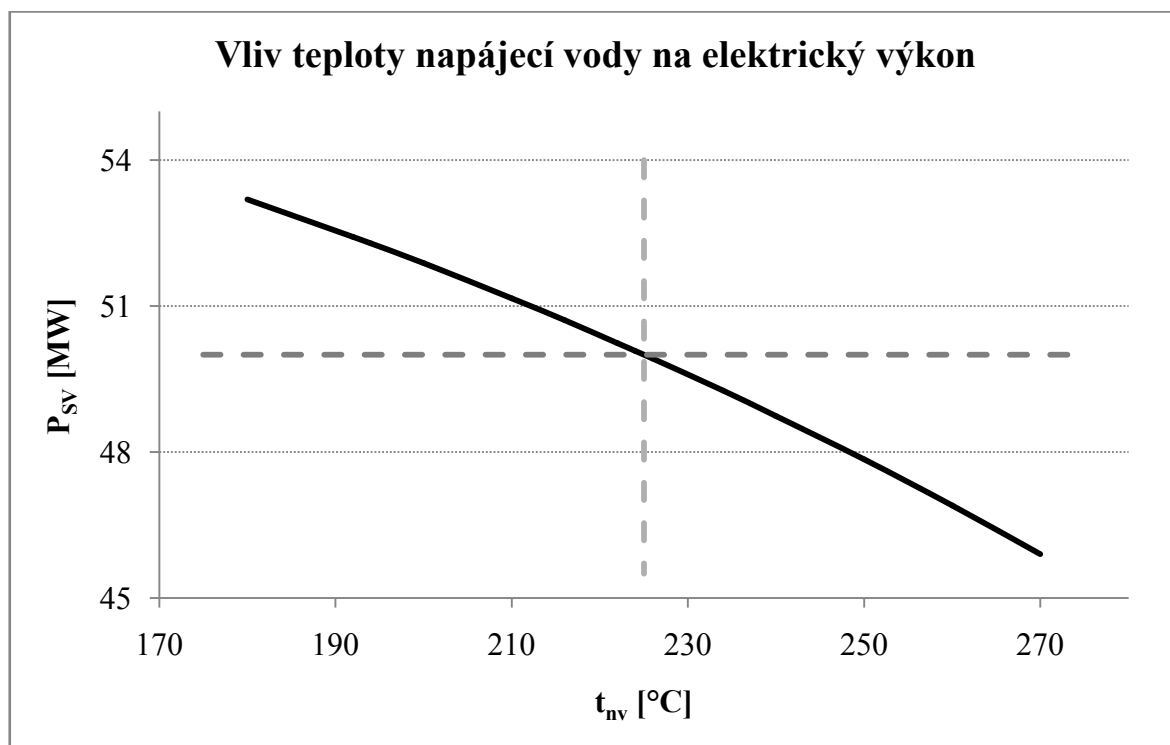
Graf č. 6-5 Vliv teploty přehřáté páry na tepelnou účinnost

6.2 Vliv na elektrický výkon

Na grafech číslo 6-6 až 6-10 lze vidět změnu elektrického výkonu na měněných vstupních parametrech. Dá se říci, že hodnota elektrického výkonu je závislá na všech parametrech podobně, výjma tlaku admisní páry.

6.2.1 Vliv teploty napájecí vody

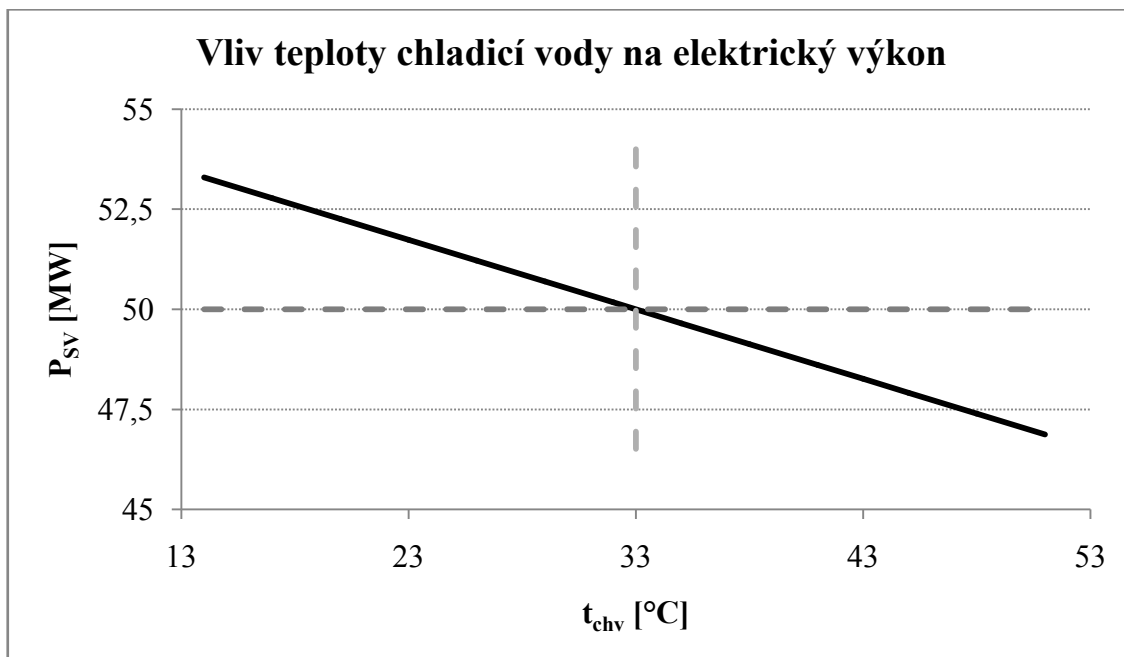
Hodnota elektrického výkonu se navyšuje se snižující se teplotou napájecí vody.



Graf č. 6-6 Vliv teploty napájecí vody na elektrický výkon

6.2.2 Vliv teploty chladicí vody

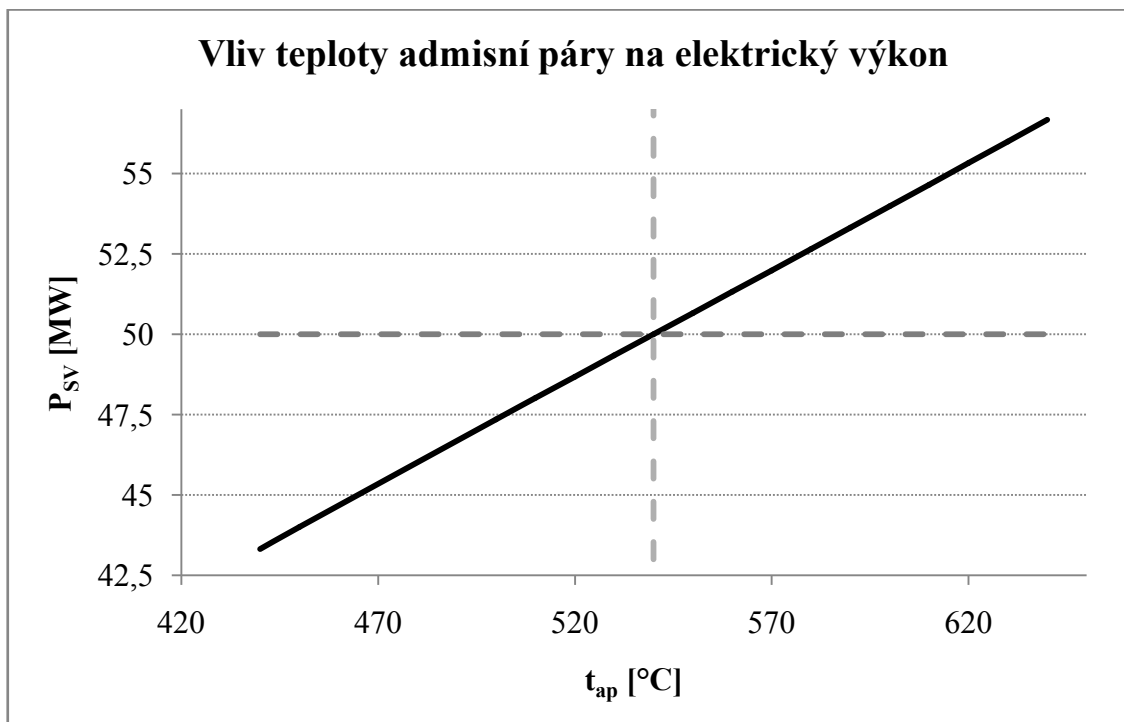
Elektrický výkon klesá se zvyšováním teploty chladicí vody.



Graf č. 6-7 Vliv teploty chladicí vody na elektrický výkon

6.2.3 Vliv teploty admisní páry

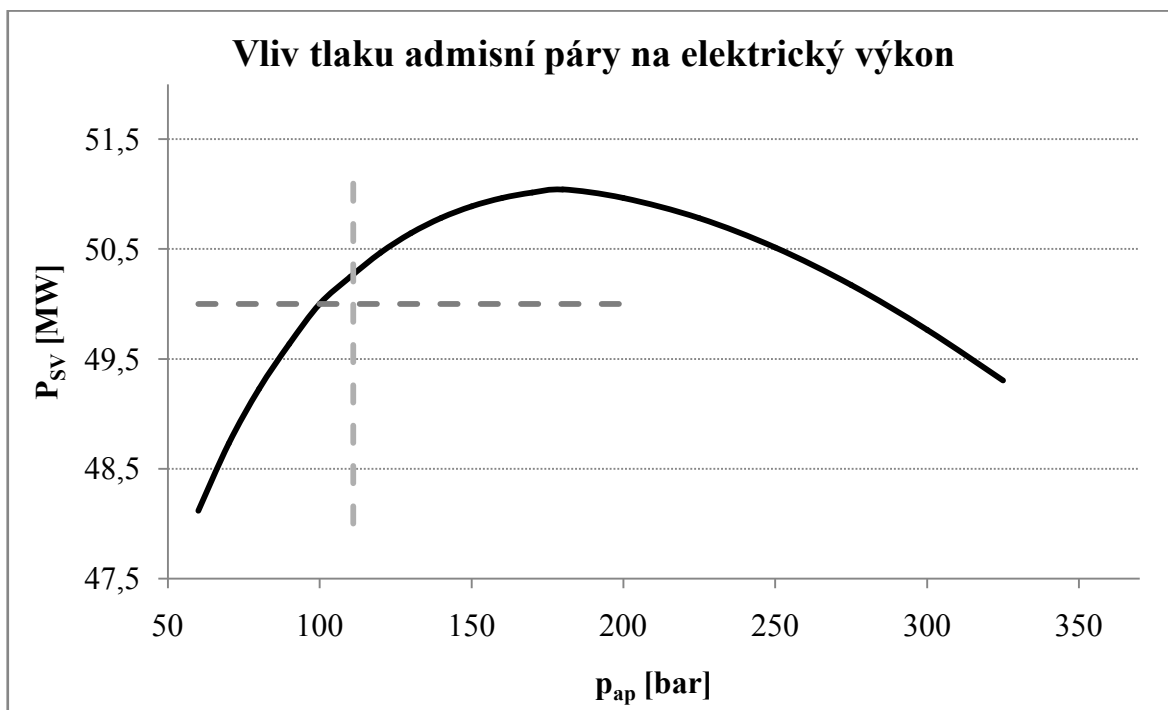
Teplota admisní páry má obdobný vliv jako teplota napájecí vody, elektrický výkon narůstá s vyšší teplotou.



Graf č. 6-8 Vliv teploty admisní páry na elektrický výkon

6.2.4 Vliv tlaku admisní páry

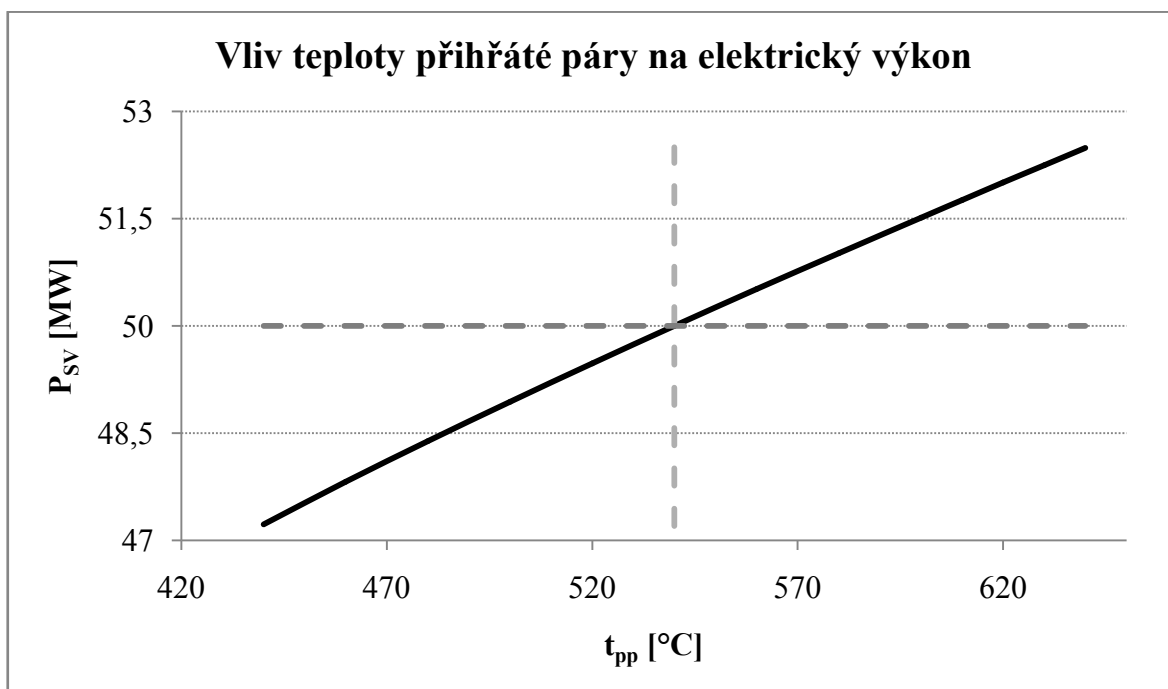
Vliv tlaku admisní páry je od ostatních vlivností odlišný. Nejvyšší elektrický výkon nabývá cyklus přibližně při tlaku 185 barů, přičemž ostatní parametry jsou nezměněny.



Graf č. 6-9 Vliv tlaku admisní páry na elektrický výkon

6.2.5 Vliv teploty přehřáté páry

Teplota přehřáté páry má opět stejný vliv jako teplota admisní páry.



Graf č. 6-10 Vliv teploty přehřáté páry na elektrický výkon

7. Axiální výstupní těleso

Axiální svařované výstupní těleso, neboli difuzor, je podstatným konstrukčním prvkem parní turbíny. Jedná se o souvisle se rozšiřující kanál umístěný mezi posledními oběžnými lopatkami a kondenzátorem. Jeho funkcí je přeměna kinetické energie na energii tlakovou. Výhodou oproti radiálnímu výstupu je menší potřebná výška strojovny.

Dle zadání jsem provedl konstrukční návrh axiálního výstupního tělesa do vodou chlazeného kondenzátoru pro koncovou lopatku s výstupní plochou $1,96 \text{ m}^2$ na patním průměru 870 mm, výkres sestavení je přiložen jako příloha č. 3. Veškeré potřebné informace při návrhu jsem řešil se svým konzultantem z firmy Doosan Škoda Power.

Model se skládá ze dvou hlavních částí, a to ze samotného zadního tělesa a z přední části zadního tělesa, které jsou k sobě přimontovány. Obě části se ještě rozdělují na spodní a vrchní díl, který je rovněž k sobě připevněn pomocí rozmontovatelného spoje.

V přední části zadního tělesa je situován předposlední stupeň turbíny, tedy rozváděcí a oběžná lopatka, a rozváděcí lopatka posledního stupně. V zadním tělese je umístěna poslední oběžná lopatka, uložen rotor a axiální ložisko.

Hlavní rozměry zadního tělesa:

vstupní průměr zadního tělesa	$d_1 = 1800 \text{ mm}$
výstupní průměr zadního tělesa	$d_2 = 2200 \text{ mm}$
délka zadního tělesa	$l_z = 1535 \text{ mm}$
největší rozměry vrchního dílu - šířka	$s_v = 2420 \text{ mm}$
- výška	$v_v = 1225 \text{ mm}$
největší rozměry spodního dílu - šířka	$s_s = 2550 \text{ mm}$
- výška	$v_s = 1507 \text{ mm}$

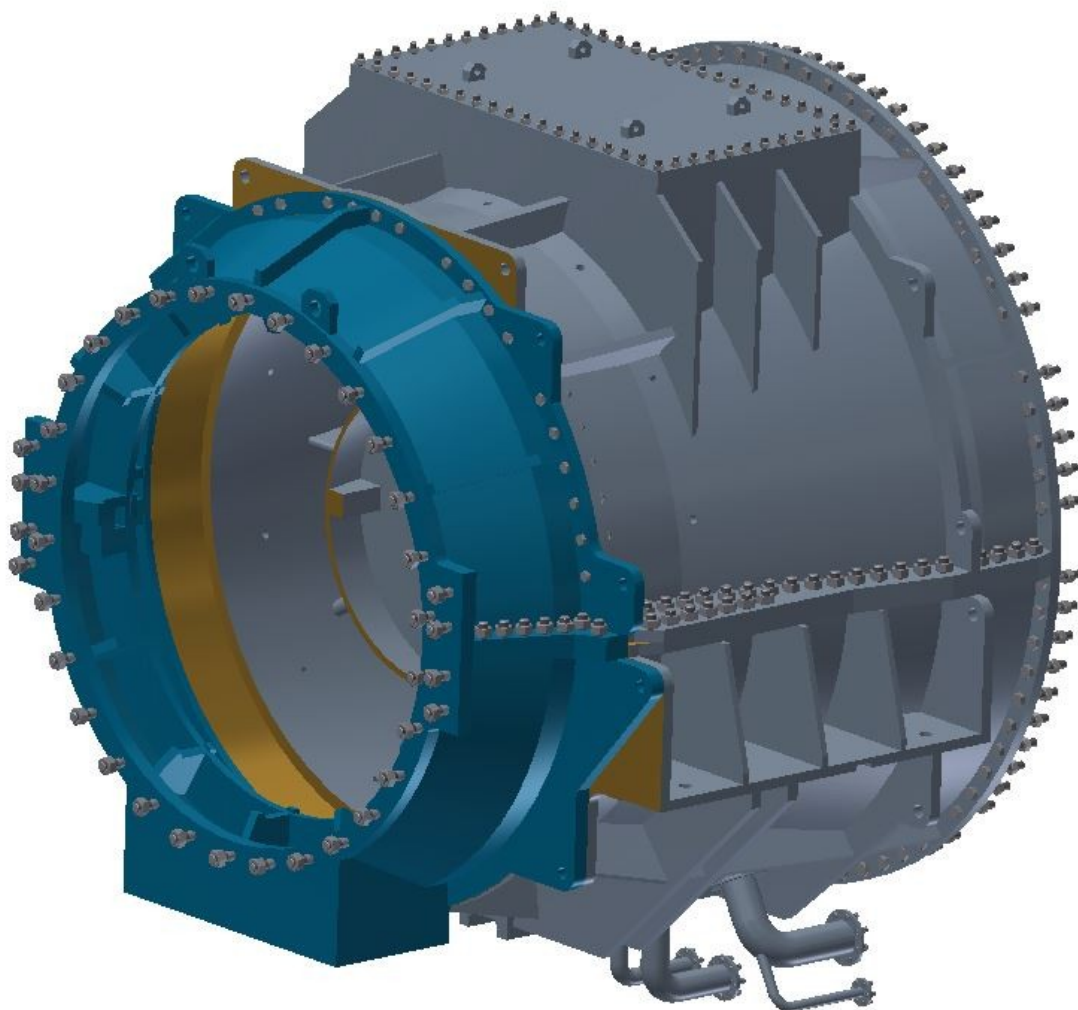
Hlavní rozměry přední části zadního tělesa:

vstupní průměr přední části zadního tělesa	$d_{1p} = 1530 \text{ mm}$
výstupní průměr zadní části zadního tělesa	$d_{2p} = 1800 \text{ mm} = d_1$
délka přední části zadního tělesa	$l_p = 450 \text{ mm}$

Všechny ostatní potřebné kóty výkresu sestavení se všemi jeho funkčními celky jsou zobrazeny v Příloze č. 3.

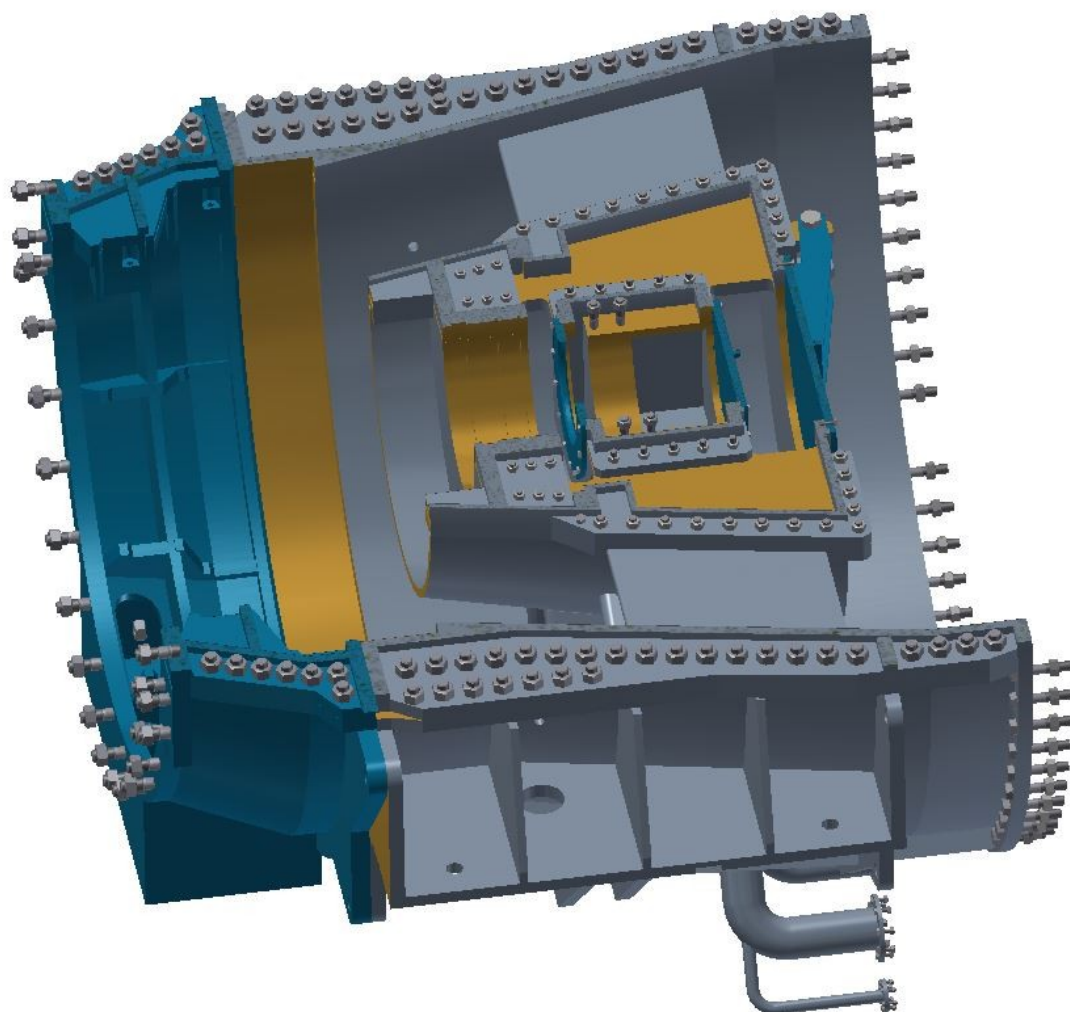
Na výkrese jsou také označeny připojovací místa. Jedná se o připojení v přední části ke krytu turbíny (označení K6) a v zadní části ke kondenzátoru (K3). V přední části zadního tělesa je výstup pro odběrovou páru (K4, K5). Dále to je potrubní přívod a odvod oleje (K8, K7) a potrubí pro ucpávkovou a komínkovou páru (K1, K2).

Na následujících dvou obrázcích je výsledný model axiálního výstupního tělesa.



Obr. 7.1 Axiální výstupní hrdlo

Pro představu jsem tmavě modrou barvou zvýraznil přední část zadního tělesa, zadní víko a víka ložiskové skříně. Šedá barva patří zadnímu tělesu. Tmavě žlutou barvou jsou zvýrazněny stykové plochy.



Obr. 7.2 Axiální výstupní hrdlo – řez

8. Závěr

Cílem práce bylo navrhnout tepelný cyklus bez přehřívání a s přehříváním páry pro průmyslovou parní turbínu o výkonu 50 MW, dále porovnat spotřebu páry a tepelné účinnosti a provést konstrukční návrh svařovaného axiálního výstupního tělesa do vodou chlazeného kondenzátoru.

Teoretická část práce je věnována úvodu do parních turbín, jejich rozdělení, principu činnosti a zapojení turbíny do RC cyklu s možností zvyšování tepelné účinnosti.

V návrhu tepelného cyklu je průtok pro způsob bez přehřívání páry stanoven na 52,54 kg/s a tepelná účinnost cyklu je rovna 45,27 %, v druhém případě, s přehříváním páry, je průtok 42,324 kg/s a tepelná účinnost 47,804 %. Snížení průtoku o cca 19,5 % díky přehřívání páry je způsobeno tím, že pára má po ohřátí opět vysoké parametry. Zvýšení tepelné účinnosti o cca 2,5 % je dosaženo pomocí přehřevu.

V další kapitole je graficky znázorněn vliv teploty napájecí vody, teploty chladicí vody, tlaku a teploty admisní páry a teploty přehřáté páry na tepelnou účinnost a elektrický výkon. Z hlediska změny hodnoty tepelné účinnosti má největší vliv teplota napájecí vody. Na elektrický výkon má zase největší vliv teplota admisní páry.

V poslední kapitole je navrženo axiální výstupní těleso pro koncovou lopatku s výstupní plochou 1,96 m² na patním průměru 870 mm.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce, doc. Ing. Kamilu Kolarčíkovi, CSc. a konzultantům ze společnosti Doosan Škoda Power Ing. Michalu Buršíkovi a Ing. Josefu Kovaříkovi za jejich čas, odbornou pomoc a cenné rady při zpracování mé diplomové práce.

Dále bych rád poděkoval své přítelkyni, rodině a přátelům za jejich podporu během studia.

V Ostravě 1.10.2014

.....
podpis

Seznam použité literatury

- [1] ŠKOPEK, J. *Parní turbína – tepelný a pevnostní výpočet*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2003, 159 s. ISBN 80-7043-256-X.
- [2] ŠKOPEK, J. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010, 248 s. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [3] IBLER, Z. *Technický průvodce energetika*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2002, 615 s. ISBN 80-730-0026-1.
- [4] ŠČEGLJAJEV, A.V. *Parní turbíny. 1. svazek*. 1. vyd. Překlad Bělík L. a Vileta J. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983, 367 s.
- [5] AMBROŽ, J. *Parní turbíny a kondenzace*. Praha: České vysoké učení v Praze, 1984, 281 s.
- [6] BUDLOVSKÝ J., AMBROŽ J., DVOŘÁK L., *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 2. vyd. Praha: České vysoké učení v Praze, 1987, 234 s.
- [7] BEČVÁŘ J. a kol. *Tepelné turbíny*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1968, 548 s.

Internetové zdroje

- [8] Doosan Škoda Power - Historie [online]. Dostupné z: < <http://www.doosan.com/skodapower/cz/main.do> >

Seznam příloh

Příloha č. 1: Schéma tepelného cyklu bez přehřívání páry

Příloha č. 2: Schéma tepelného cyklu s přehříváním páry

Příloha č. 3: Výstupní těleso